PABLO THOMASSET

MOTORES HIDRÁULICOS

Elementos para el estudio, construcción y cálculo de las instalaciones modernas de fuerza hidráulica

POR

L. QUANTZ

INGENIERO

VERSIÓN DEL ALEMÁN

POR

A. GARRIGOSA

INGENIERO INDUSTRIAL

TERCERA EDICIÓN

REVISADA Y AMPLIADA CON ARREGLO A LA 8.ª ALEMANA

EDITORIAL G. G. S. A.

BARCELONA

EDITORIAL GUSTAVO GILI, S. A.

Calle de Enrique Granados, 45

MCMXLIV

PABLO THOMASSET
INGENIERO
OBRAS ELECTROTECNICAS

CAPÍTULO PRIMERO

Instalaciones de fuerza hidráulica

1. Generalidades sobre centrales hidráulicas.—Trabajos preliminares

A) Fuerzas hidráulicas y su importancia

El agua, corriente o embalsada, puede siempre utilizarse para producir trabajo, represándola y conduciéndola a un punto situado a nivel inferior de aquel en que se halla; así sucede que por todas partes se nos ofrecen *fuerzas hidráulicas* utilizables; pero, no obstante, su aprovechamiento no resulta siempre económico, ya que muchas veces el *coste de instalación* sería enormemente desproporcionado con la magnitud de la potencia obtenida.

Esto ocurre especialmente en los ríos de *países llanos*, pues si bien es frecuente encontrar en ellos grandes caudales de agua, la *pendiente* es demasiado pequeña y esto obligaría a construir presas y canales de importancia para conseguir potencias relativamente reducidas. Claro es que se encuentran, a pesar de esto, bastantes instalaciones en la tierra baja, bien situadas y favorablemente económicas. Citemos, por vía de ejemplo, algunas centrales de la Pomerania, como las de Lietzow y Lebbin en el Rega (en total 5300 caballos), la de Rossnow en el Radüe (6900 caballos), las de Krien y Klaushof en el Stolpe (en total 7400 caballos) y la central de Glambocksee en Stolp con 5500 caballos. Actualmente disponen en Pomerania de trece centrales con un total de 40 000 caballos instalados, que suministran anualmente unos 60 millones de kilovatios-hora.

Finalmente, merece mención una gran central eléctrica de 11 500 caballos en Hemelingen (Bremen), dispuesta junto a una instalación de presas y compuertas que se hizo indispensable para corregir el curso del río Weser, y que utiliza una energía que de otro modo hubiese sido completamente desperdiciada (véase fig. 18).

Las *regiones montañosas* son, naturalmente, mucho más ricas en saltos de agua utilizables, y así se encuentran abundantes instalaciones en la Alemania central y del sur, en Suiza y Austria, pero sobre todo en Suecia, Noruega y los Estados Unidos.

En Suiza existen todavía innumerables saltos sin aprovechar, lo que es de tanto mayor interés para sus habitantes cuanto que carecen casi en absoluto de carbón.

En 1935 tenían ya instalados unos 2 millones de caballos obteniéndose una producción de más de 5000 millones de KWH. Baviera dispone de unos 4 millones de caballos, de los que han sido ya utilizados una gran parte en Walchensee, y en los saltos del Isar, el Inn, el Lech, etc. El total de las fuerzas hidráulicas que se atribuyen a Alemania, según los cálculos más recientes (1) alcanzan a unos 16 millones de caballos, de los que se aprovechan aproximadamente una tercera parte. Suponiendo unas 6000 horas de trabajo al año y un consumo de carbón de 0,6 Kg por caballo-hora, el total aprovechamiento de las fuerzas hidráulicas en Alemania representaría un ahorro, como mínimo, de $16\,000\,000 \times 6000 \times 0{,}6 = 57\,600\,000$ toneladas de carbón por año.

Las fuerzas hidráulicas disponibles en Suecia y en Noruega se estiman en unos 21 millones de caballos, siendo las circunstancias tan sumamente favorables en estos países, respecto al coste de las instalaciones y a su explotación, que muchas veces la corriente eléctrica producida en ellas resulta a precio de coste inferior a 0,05 pesetas por kilovatio-hora.

La cuestión acerca de la *rentabilidad de una instalación determinada* no puede contestarse sin un estudio muy detenido en cada caso. En primer término debe establecerse el

(1) Según datos de la «Weltkraftkonferenz» de 1930, Berlín.

presupuesto de la obra, pudiendo fijar como límite superior para una construcción rentable el coste de 5000 pesetas por caballo referido a la potencia media anual. Aun siendo una instalación de esta índole mucho más cara en sí que una de máquinas de vapor, no hay que olvidar que los *gastos de explotación* son después extraordinariamente reducidos (se entienden aquí como tales los gastos de personal, engrase, reparaciones y seguros, sin incluir las cargas financieras, o sea el interés y amortización de los capitales invertidos).

El coste de instalación varía notablemente en las diferentes centrales construídas, siendo en general mucho más caras las instalaciones que utilizan pequeños saltos que las de alta presión. Mientras que el coste de 7500 pesetas por caballo instalado, era antes de 1914 un límite superior, pueden citarse como costes favorablemente bajos, obtenidos como es de suponer en circunstancias especiales, el de 800 pesetas en Alemania, 300 en Suiza y 250 en California. En estos últimos casos se consigue reducir extraordinariamente el coste de la energía producida (1).

B) Aprovechamiento de las fuerzas hidráulicas

El aprovechamiento de las fuerzas hidráulicas puede obtenerse, según las circunstancias del terreno: *a)* por instalaciones en el propio cauce del río, *b)* por instalación en un canal especial, *c)* por canales y tuberías.

a) *Instalaciones en el cauce del río.* — En general estas instalaciones resultan sencillas.

Se presentan no sólo en los ríos, sino también en canales de navegación, instalándose la central hidráulica junto

(1) Hay saltos de agua en que se cuenta el coste por caballo instalado, dividiendo el coste de las obras hidráulicas por el número de caballos obtenidos en el eje de las turbinas; en otros se atiende a los caballos eléctricos obtenidos en los bornes de alternador. Muchas centrales resultan baratas de construcción, pero están a distancia tan grande del punto de consumo, que en definitiva son más caras que otras de más difícil instalación, por necesitar costosas líneas eléctricas de conducción, en las que además se pierde una parte importante de la potencia. Para una comparación verdad sería preciso referir los datos a la potencia libre en el lugar de consumo, teniendo además en cuenta el tiempo en que se puede utilizar la potencia, que varía mucho según que exista un embalse regulador o no. — (N. del T.)

a las esclusas (1). Por medio de una presa se embalsa el río, siendo de notar que el embalse se hace sensible aguas arriba en una extensión bastante considerable, lo que obliga a estudiar con cuidado todas las circunstancias del terreno.

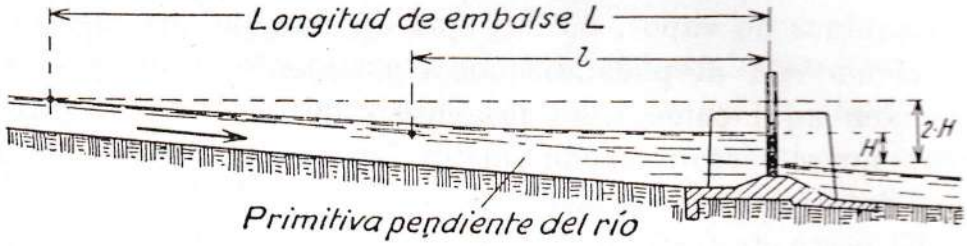


Fig. 1

Si la altura ganada con el embalse es H m y la pendiente del río referida a 1000 m de longitud es I m, el embalse estático alcanzaría una longitud $l = \frac{H}{I}$, lo que puede aceptarse, por ejemplo, en los pantanos.

En ríos, por el contrario, hay que contar con el embalse hidráulico y éste resulta aproximadamente el doble, o sea

$$L = 2\,\frac{H}{I} \text{ (fig. 1).}$$

Por tanto, si se desea obtener, por ejemplo, $H = 6$ m de salto y la pendiente primitiva del río era $I = 2 : 1000$, se obtiene una longitud de embalse

$$L = \frac{2 \cdot 6 \cdot 1000}{2} = 6000 \text{ m} = 6 \text{ Km.}$$

El perfil de la superficie del embalse, como se observa en la figura 1, se aproxima, aguas arriba, cada vez más al normal del río, es decir, que podría quizá instalarse una segunda central a unos 4,5 Km de distancia de la primera si se desea un nuevo embalse. La altura del embalse da directamente en esta clase de instalaciones el *salto útil H*.

(1) Por ejemplo, en las modernas instalaciones del Main, Neckar, Rin, Danubio, etc. (Véanse figs. 16, 18 y 20.) En las últimas instalaciones construídas en el Persante (1200 caballos) y en el Iller (10 000 caballos), va la central dentro de la presa *(centrales sumergidas*, véase la página 181).

b) *Instalaciones en un canal.* — Cuando el salto no puede obtenerse directamente por medio de una presa, se construye una barrera en el río y se conduce el agua a la turbina por medio del canal superior, como esquemáticamente

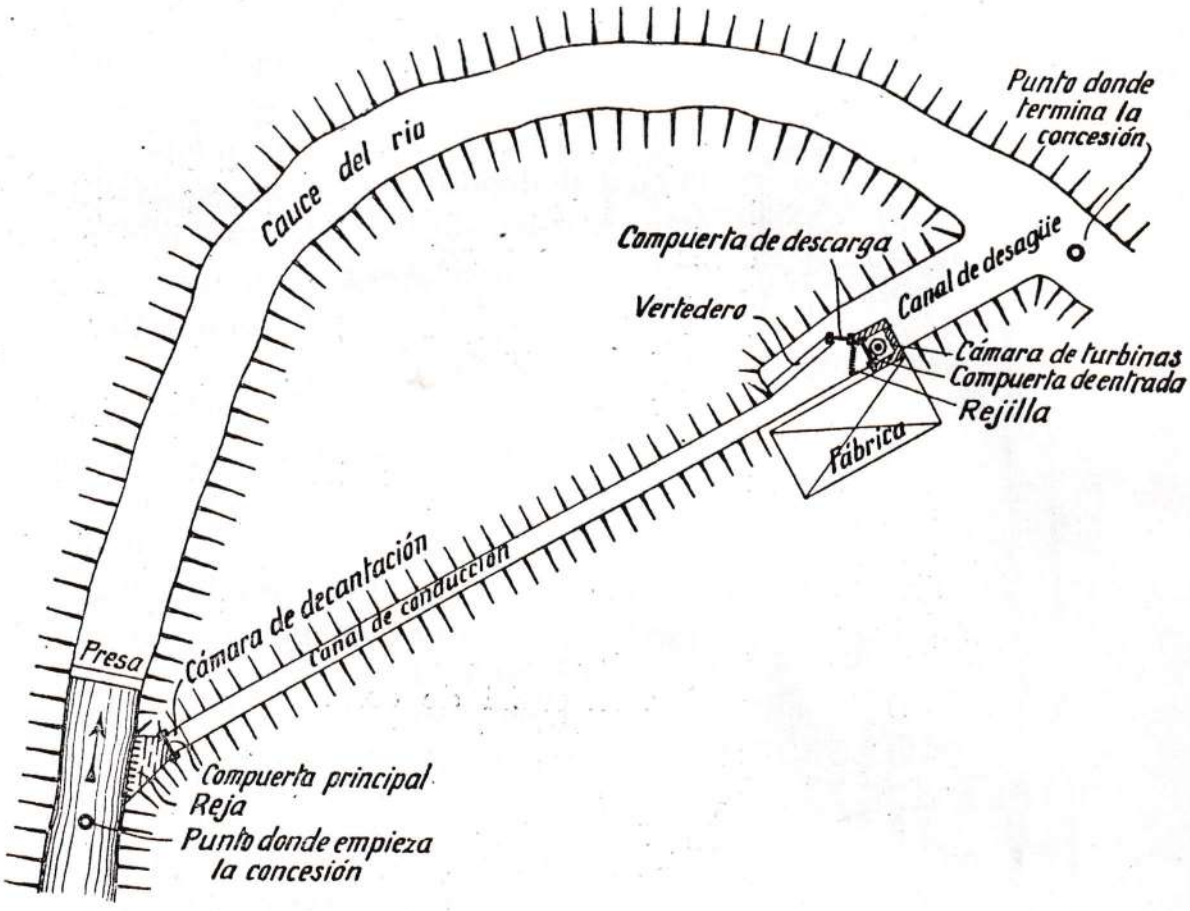


Fig. 2. — Esquema de una instalación de fuerza hidráulica

se indica en la figura 2. Si puede conseguirse un pequeño embalse arriba de la presa, se reducirá la longitud del canal o se obtendrá un salto mayor.

La presa debe levantarse perpendicularmente al cauce del río y el canal de conducción no derivarse inmediatamente próximo a la presa, sino unos 20 m más arriba, para evitar cuanto se pueda la entrada directa de maderos, hielos o piedras, que golpean y perjudican las paredes del canal. También con este objeto se dispone la entrada al canal, en lo posible, paralela al cauce y se le da una sección doble o triple que la del canal propiamente dicho. No obstante, se dispone una *reja* algo espaciada y además una *compuerta*

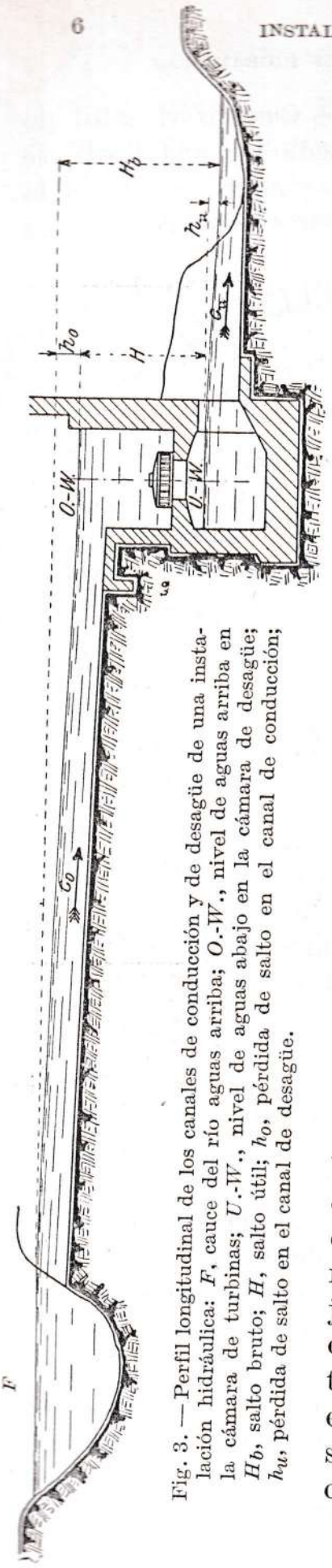


Fig. 3. —Perfil longitudinal de los canales de conducción y de desagüe de una instalación hidráulica: *F*, cauce del río aguas arriba; *O.-W.*, nivel de aguas arriba en la cámara de turbinas; *U.-W.*, nivel de aguas abajo en la cámara de desagüe; H_b, salto bruto; H, salto útil; h_o, pérdida de salto en el canal de conducción; h_u, pérdida de salto en el canal de desagüe.

principal de entrada; ésta debe poder impedir el paso del agua aun en el caso de inundaciones.

La reja puede ser algunas veces suprimida, ya que en ocasiones sirve más bien de obstáculo.

En el canal de conducción e inmediatamente después de la entrada se dispone una *cámara de decantación*, en la cual se depositan la arena y el fango; éstos pueden ser arrastrados al cauce del río por una abertura lateral y profunda, cerrada por una compuerta especial.

La *casa de máquinas* suele disponerse generalmente en el extremo de la instalación y próxima al río, pues el canal de desagüe, por tener su fondo siempre bastante profundo, es mucho más caro de establecer que el canal superior. El canal de conducción se dispone siempre con la pendiente que indica el cálculo, mientras que el de desagüe se construye horizontal, tomando como cota de su fondo la del punto más bajo del cauce donde desemboca, según se expresa gráficamente en la figura 3.

La coronación o borde superior del canal de conducción se hace, si es posible, horizontal desde la entrada (aunque el fondo del canal lleve su pendiente) con objeto de que al parar las máquinas de la central no se desborde el agua junto a la casa de máquinas, al tomar el agua en reposo un mismo nivel en todo el canal. Si esto no fuera posible, es conveniente disponer un *vertedero* o sobradero por el cual pueda derramarse constantemente el agua sobrante.

La entrada en la cámara de máquinas se protege nuevamente por medio de una rejilla y una compuerta. Junto a ésta se encuentra una compuerta-aliviadero, por medio de la cual el agua del canal superior puede pasar directamente al canal de desagüe o al cauce del río.

El canal de conducción debe estar construído de manera que su pendiente sea la estrictamente necesaria a fin de que en el lugar donde se encuentra el motor hidráulico

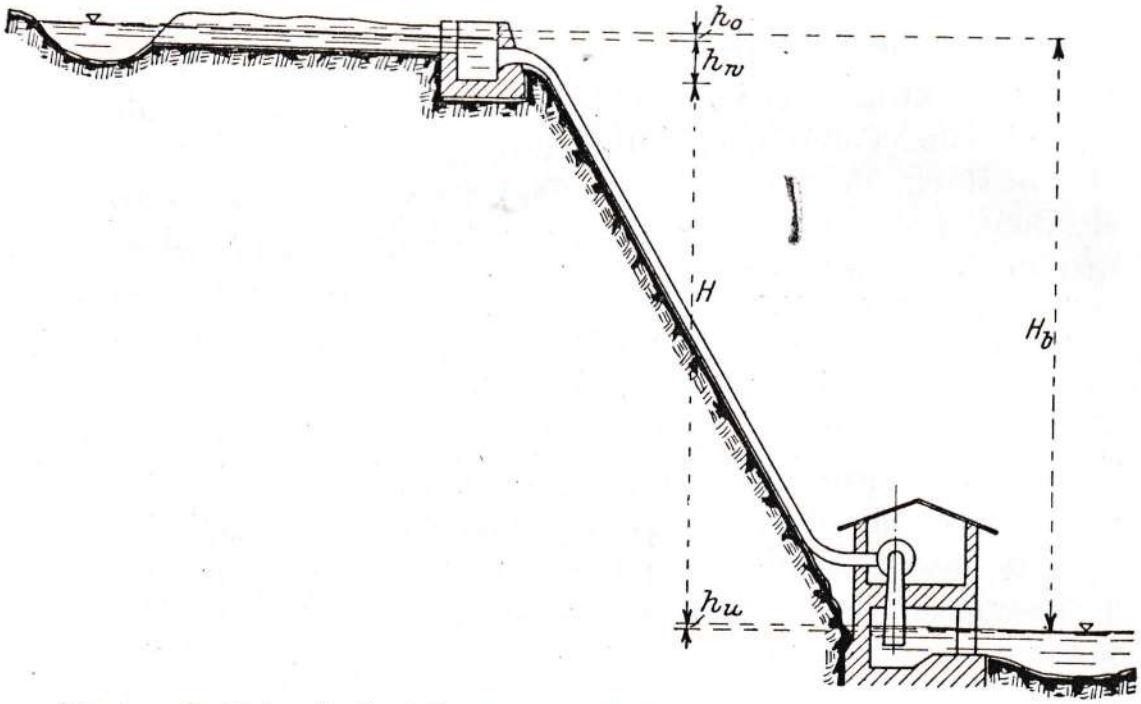


Fig. 4. — Perfil longitudinal de un salto con tubería forzada: H_b, salto bruto o total; H, salto útil; h_o, pérdida de salto en el canal de conducción hasta la cámara de toma; h_w, pérdida de salto o carga por rozamiento del agua en la tubería; h_u, pérdida de salto en el canal de desagüe.

se disponga del máximo *salto útil*. De la figura 3 se desprende que la solera de dicho canal no debe tener más inclinación que la precisa para que el agua tome una pequeña velocidad c_o. Entonces se obtiene para la altura del salto útil

$$H = H_b - (h_o + h_u)$$

el más alto valor posible. (Para la determinación de h_o y h_u, véase el párrafo **3,** B, página 25.)

c) *Canales y tuberías.* — En los grandes saltos se conduce el agua según se ve en la figura 4, bien por un canal

abierto o por una galería a la llamada cámara de agua, de la que parten una o varias tuberías hacia la central.

En este caso habrá que deducir del salto total H_b, no sólo $(h_o + h_u)$, sino también una cantidad h_w que represente la pérdida de salto por la resistencia de la tubería (página 36). En este caso se tiene un salto útil:

$$H = H_b - (h_o + h_u + h_w).$$

Al motor hidráulico se le plantea ahora el problema siguiente: utilizar el caudal de agua disponible y el salto útil H, con el máximo rendimiento.

Si designamos por Q el caudal en metros cúbicos por segundo, y se ha obtenido un salto útil de H m, resultará una potencia utilizable de

$$1\,000 \cdot Q \cdot H \text{ Kgm/seg},$$

en el supuesto de que c_o sea aproximadamente igual a c_u, esto es, que no se utilice ninguna fuerza viva del agua.

Un motor hidráulico que trabaje con un rendimiento o efecto útil η produciría una potencia efectiva

$$\mathbf{N_e = \frac{1000 \cdot Q \cdot H \cdot \eta}{75}} \text{ caballos.}$$

Si, por ejemplo, $\eta = 0{,}75$, resulta

$$\mathbf{N_e = 10 \cdot Q \cdot H} \text{ caballos.}$$

Con esta sencilla relación se puede evaluar, aproximadamente, la potencia de cualquier salto. Empleando máquinas modernas de perfecta construcción (como más adelante veremos, turbinas Francis o Kaplan o ruedas tangenciales) se obtienen mejores rendimientos, alcanzando hasta el 85 y en algunos casos el 90 % y más, con lo cual la potencia aprovechable será mayor que la indicada por la fórmula abreviada.

C) Trabajos preliminares

Antes de comenzar la construcción de obras hidráulicas se hace necesario desarrollar en forma minuciosa algunos trabajos preliminares.

Primeramente hay que determinar el desnivel natural o *salto bruto* entre los puntos en que empieza y acaba la concesión o derecho de aprovechamiento del río. Debe aclararse con precisión hasta qué cota puede elevarse el agua sobre su nivel normal, en el punto de arranque de la concesión, sin que sobrevengan perjuicios o daños a los propietarios ribereños o a las centrales inmediatas, etc. El *salto bruto* H_b debe medirse por medio de una nivelación, obteniéndolo como diferencia de cotas entre el nivel del agua embalsada por la presa y el nivel del río en el extremo de la concesión. Naturalmente, debe fijarse con exactitud la forma en que este salto puede ir variando en las diferentes épocas del año. En tiempos de aguas altas se producen casi siempre elevaciones de nivel en el cauce inferior, y como en la parte alta no hay posibilidad de elevar el nivel resulta generalmente que durante estos períodos de aguas altas es cuando el salto bruto es más pequeño; el exceso de caudal compensa la disminución de potencia que se originaría por aquella causa. Estas variaciones de nivel deben merecer nuestra mayor atención.

Simultáneamente con esta nivelación debe emprenderse la determinación del caudal disponible por segundo. También esta medida debe efectuarse con sumo cuidado, en todas las épocas del año, y aun mejor, para poder atender a todas las eventualidades, durante varios años, si es posible.

Por regla general se determinan el caudal mínimo, los caudales con que se puede contar durante nueve y seis meses y además el máximo obtenido en la época de aguas altas.

La instalación puede entonces proyectarse de acuerdo con las variaciones del caudal que, sobre todo en los ríos de la alta montaña, son bastante grandes en las diferentes estaciones. Caso de no poder establecer un embalse regulador para tener un gasto constante, hay que decidirse

o por el aprovechamiento de una parte del agua, con cuya solución durante las épocas de mayor caudal se desperdicia una gran cantidad de trabajo, o bien instalar, desde el principio, la central para el máximo caudal, y entonces cuando llegue el estiaje parar una parte de las máquinas o hacerla trabajar con menos carga, según conste la instalación de varias unidades o de una sola.

Para conservar la potencia total de la fábrica se agrega a una central de este tipo una máquina de reserva, accionada por vapor, gas o petróleo y que funcione durante las épocas de estiaje o en las eventuales averías, permitiendo mayor seguridad de servicio (1).

Existen numerosas publicaciones oficiales (2) con gráficos y listas en que se anotan las variaciones que experimentan los cursos de agua, así como las precipitaciones atmosféricas que periódicamente tienen lugar en las diferentes cuencas hidrológicas, lo que servirá de apoyo y comprobación a los datos así obtenidos.

Si estos datos no son suficientes o faltan de los caudales que nos interesen, deberemos efectuar aforos, de lo que se trata extensamente en el párrafo **2**, dada la importancia que tiene este asunto.

Hay otros trabajos preliminares no tan importantes como la determinación del salto y el caudal, pero que han de merecer nuestra atención, y son el estudio de las condiciones del terreno, la cimentación de las obras, posibilidad de instalar embalses y acoplamiento o distribución del trabajo con otras centrales próximas. Hay que tener en cuenta los intereses de los propietarios ribereños especialmente en lo que afecta a los desagües y riegos. Si el río es navegable hay que considerar las relaciones del canal de la central

(1) Hay, desde luego, instalaciones con embalses grandes para regularizar el caudal del río en las diferentes épocas del año, pero existen también instalaciones con depósitos reguladores de menos importancia para atender sólo a las oscilaciones diarias del caudal del río, permitiendo utilizar así el agua según las necesidades de la carga y almacenándola de unas horas para otras. — (NOTA DEL TRADUCTOR.)

(2) En España véanse las publicaciones del Instituto Geográfico y Estadístico, algunas muy notables, aunque poco divulgadas, y también las de las Divisiones Hidrológicas y las Confederaciones modernamente establecidas. — (N. DEL T.)

con las necesidades de la navegación y la manera en que deban instalarse y funcionar las esclusas.

Caso de no poderse utilizar el agua en la central ni ser tampoco posible conservarla en el embalse, puede procurarse que haga funcionar unas bombas, con lo que una parte del agua sobrante se almacena en un depósito elevado y sirve de ayuda en los momentos de mayor demanda de energía cubriendo las llamadas puntas en los gráficos de consumo.

El completo aprovechamiento de un salto tiene lugar cuando cada litro del agua disponible y cada centímetro de desnivel se utiliza. Esto interesa especialmente en las instalaciones de saltos pequeños. Todas las consideraciones se han de enfocar desde el punto de vista de la mayor rentabilidad.

Por lo que a los canales y tuberías respecta, en el párrafo **3,** al tratar del cálculo de los mismos, se hace especial mención.

2. Aforos

A) Generalidades

Para tener una apreciación exacta sobre la posibilidad de aprovechar con eficacia una fuerza hidráulica, deben efectuarse aforos, como ya se indicó antes, con toda la precisión posible y en diferentes épocas del año. Se citó la posibilidad de obtener estos datos indirectamente, y ahora vamos a tratar de los procedimientos directos de medida.

Cuando sólo se desea una apreciación aproximada del caudal, puede fácilmente efectuarse por medio de un *flotador*, observando el tiempo que éste emplea en recorrer un trayecto de longitud determinada, lo cual nos permite conocer la velocidad aproximada v_o que tiene el agua en la superficie; la velocidad media v, que se necesita para calcular el caudal, alcanza por término medio del 85 al 65 % del valor de la velocidad observada, dependiendo en gran manera de la naturaleza y estado de las paredes (lisas o ásperas), así como de la forma del perfil. Llamando f a

la sección media del cauce en metros cuadrados, en el lugar de la observación, tendremos que el caudal será:

$$Q = f \cdot v \quad \text{en } m^3/seg.$$

Como ya se ha dicho, el valor alcanzado por este procedimiento no puede considerarse muy exacto.

En América se practica el llamado «aforo por mezcla», que consiste en verter en el río una gran cantidad de solución salina y tomar pruebas del agua a gran distancia cauce abajo; del grado de dilución se deduce el caudal. Este procedimiento apenas se aplica en Europa.

Aforos más exactos pueden obtenerse por otros procedimientos sancionados por la práctica y denominados del vertedero, del molinete y de la pantalla (1), que se detallan a continuación.

B) Aforo por vertedero en pared delgada

Se dispone, como más conveniente, un vertedero «completo», empotrándolo bien en el cauce del río (fig. 5). Los bordes del vertedero deben ser delgados y con preferencia de hierros planos biselados. Hay que procurar, ante todo, que debajo del chorro se encuentre un espacio de aire a, toda vez que de no haberlo se falsean los resultados del aforo por los torbellinos que se forman; a este objeto, en el caso de que el ancho b sea igual al del río, se debe hacer penetrar artificialmente el aire por los lados por medio de un tubo. El caudal Q se obtiene entonces así:

$$Q = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h},$$

h debe siempre medirse desde un punto al que no llegue la influencia del vertedero, aproximadamente 2 m aguas arriba (figura 5). El coeficiente μ puede tomarse como valor medio = 0,63, pero como a consecuencia de minuciosos ensayos se ha puesto en claro que juega cierto papel la relación entre el ancho del vertedero b y el ancho total del cauce B,

(1) Las normas para ensayos de centrales hidráulicas (VDI.) dan como aforos aceptables sólo los obtenidos por estos tres procedimientos.

$$Q = 1{,}86 \cdot b \cdot h^{3/2}$$
$$(m) \quad (m)$$

es preferible calcular μ según una fórmula establecida por *Braschmann*, que se aplica para valores de $h \geqq 0{,}1$ m y que se expresa así:

$$\frac{2}{3}\,\mu = 0{,}3838 + 0{,}0386\,\frac{b}{B} + 0{,}00053\,\frac{1}{h}\,.$$

En otras fórmulas se hace intervenir la relación entre la profundidad del canal y la altura h, pero resultan bastante

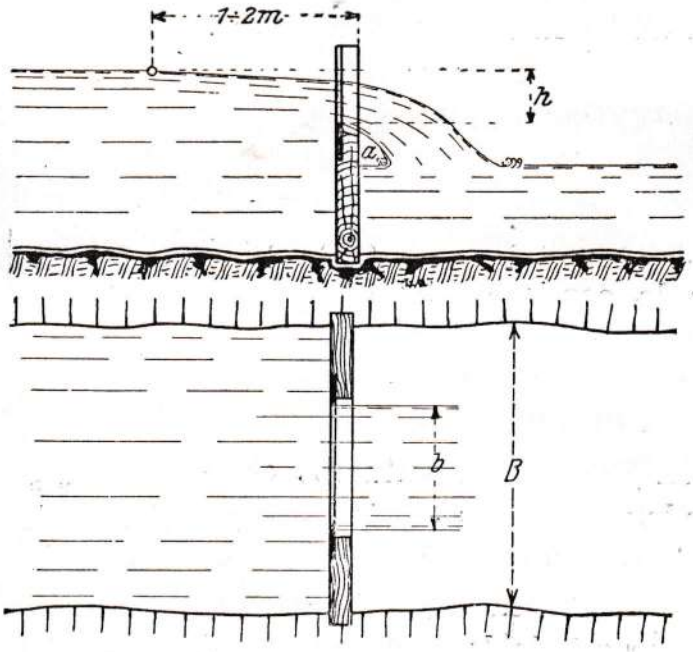


Fig. 5. — Aforo de una corriente por medio de un vertedero en pared delgada

complicadas, sin obtenerse por ello valores más exactos que con la anterior.

Otras fórmulas tienen en cuenta la relación de la altura t (medida desde la cresta del vertedero hasta el suelo) a la altura h; así, por ejemplo, la fórmula de *Rehbock*

$$\mu = 0{,}605 + \frac{1}{1000 \cdot h} + \frac{0{,}08 \cdot h}{t}\ (h \text{ y } t \text{ medidos en metros}),$$

la cual da valores muy exactos.

Esta fórmula tiene aplicación únicamente en vertederos sin contracción lateral, o sea donde $b = B$.

Para pequeños aforos (por bajo de 0,5 m³/seg) se pre-

fiere el vertedero triangular de *Thompson* (fig. 6) con un corte de 90°. El caudal se obtiene por la fórmula

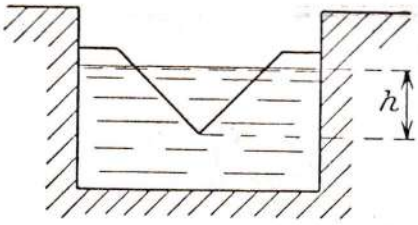


Fig. 6

$$Q = 1{,}415\ h^2 \cdot \sqrt{h},$$

en la que h se mide desde el nivel del agua no afectado por el derrame hasta el vértice del ángulo que forma el vertedero. Las aristas de éste deben ser también biseladas y el chorro salir bien libre a fin de no falsear los resultados.

C) Molinete de Woltmann

Consta, como indica la figura 7, de una rueda con paletas que se sumerge en la corriente del agua y se sostiene por medio de una barra.

El número de vueltas de la rueda se mide por medio de un contador, provisto en general de contactos eléctricos. En la parte superior de la barra se sujeta una batería *b* y un carrete *a* para el cable eléctrico, así como un índice *d* que señala la orientación del molinete. Cuando el aparato ha dado un número determinado de revoluciones, por ejemplo 25, suena arriba un timbre o bien deja inscrita automáticamente una indicación.

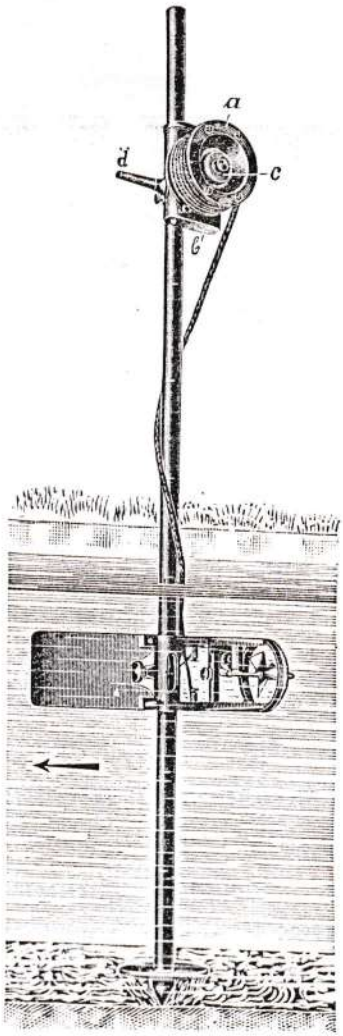


Fig. 7

Otro molinete de mayor tamaño y que lleva el mecanismo del contador completamente protegido, puede verse en la figura 8. Los dos modelos proceden de la casa A. Ott, de Kempten.

Cada aparato se contrasta, para fijar la relación que existe entre la velocidad del agua y el número de revoluciones del molinete, para lo cual se le hace marchar, en agua tranquila, con varias velocidades determinadas, arrastrado por un electromotor que acciona un carrito donde se

coloca el molinete y anotando cada vez las indicaciones del cuentarrevoluciones. El resultado del contraste se expresa generalmente por una fórmula que suele tener la forma

$$v = \alpha \cdot n + \sqrt{\beta \cdot n^2 + \gamma},$$

en la que α, β y γ son coeficientes que dependen del tipo y características del molinete. Esta fórmula se aplica para

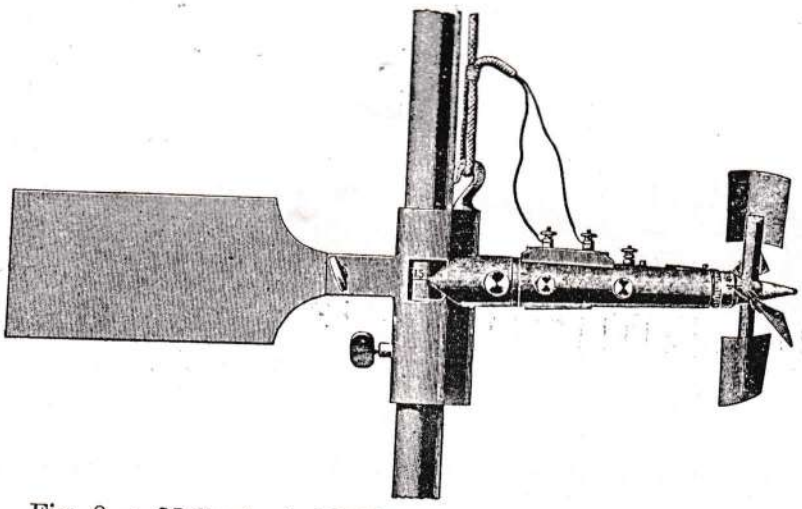


Fig. 8. — Molinete de Woltmann, de A. Ott (Kempten)

valores de v menores de 0,5 m/seg. Para velocidades mayores, se simplifica la fórmula

$$v = k \cdot n.$$

Estas fórmulas y los coeficientes deben comprobarse de cuando en cuando a fin de utilizar sus resultados con toda confianza.

Los aforos por medio de este molinete son sencillos y exactos, siendo además el único método posible en ríos de alguna importancia. Hay que dividir el perfil o sección del río en una serie de espacios, y se determina para cada espacio la velocidad correspondiente del agua; estas divisiones se hacen a lo ancho del río, y si es conveniente, también en la profundidad, como

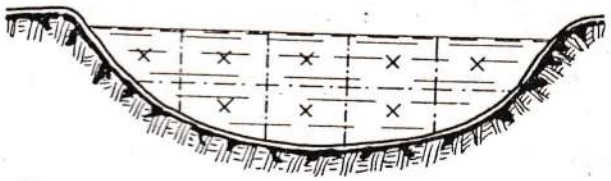


Fig. 9. — División de la sección transversal de un cauce para aforar su caudal

muestra la figura 9. Con el producto de la velocidad medida, por la sección de cada división se obtiene el caudal de agua de cada espacio, y sumando estos caudales parciales se obtiene el caudal total por segundo.

Cuando el río es grande y se necesita, por lo tanto, efectuar muchas mediciones, resulta este cálculo algo inseguro y se prefiere emplear un procedimiento gráfico. Se divide el ancho del río en varias secciones por medio de las líneas 1, 2..., como indica la figura 10, y se determinan

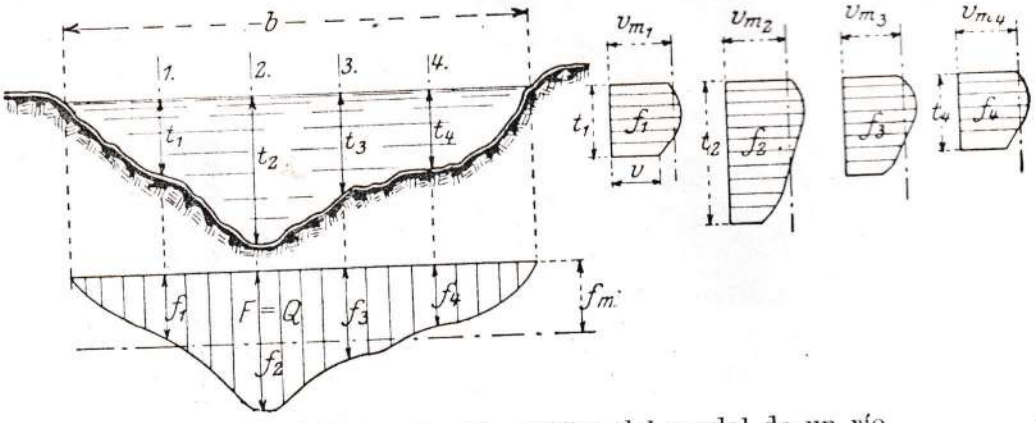


Fig. 10. — Determinación gráfica del caudal de un río

las velocidades v en diferentes puntos de estas líneas, llevando luego las velocidades a escala sobre un gráfico, con lo cual obtenemos unas superficies f_1, f_2, etc., como se indica lateralmente en la figura. Estas superficies f se trasladan como ordenadas, en una escala cualquiera, a la proyección horizontal de manera que resulte una nueva superficie F, la cual corresponde al caudal Q que tratábamos de determinar.

Cada superficie f representa (1):

$$f = t \cdot v_{media} \text{ en } m^3/seg,$$

y, por consiguiente:

$$\mathbf{F = Q = b \cdot f_{media} = b \cdot t_{media} \cdot v_{media} \text{ en } m^3/seg.}$$

Teniendo un planímetro a nuestra disposición, medir las superficies f y F es muy sencillo, leyéndose directamente.

(1) Por integración se obtendría $f = \int v\, dt$ y $Q = \int f\, db$. Pero estas integraciones no pueden llevarse a cabo, por no ser conocidas las leyes de variabilidad de v y f con relación a t y a b, respectivamente.

De lo contrario, resultan estos cálculos, lo mismo que el anterior, algo entretenidos; las medidas necesarias para los aforos en ríos grandes han de efectuarse rápidamente unas tras otras o simultáneamente en los diferentes lugares, pues muy a menudo las velocidades del agua varían en pequeños intervalos de tiempo de un modo muy apreciable para el mismo punto.

D) Aforo por «pantalla»

Debemos citar aún una clase de aforos que no puede aplicarse a ríos ni cauces, pero que encuentra especial aplicación en los canales ya construídos de instalaciones hidráulicas, especialmente en las que para ensayos y pruebas construyen los centros técnicos y los fabricantes de turbinas. Como las grandes instalaciones suelen exigir pruebas de recepción con determinación de rendimientos, y como, además, existen en muchos lugares instalaciones para prueba de turbinas, vamos a indicar aquí brevemente la forma más sencilla y exacta de efectuar los aforos en estos casos, o sea los aforos por medio de pantalla.

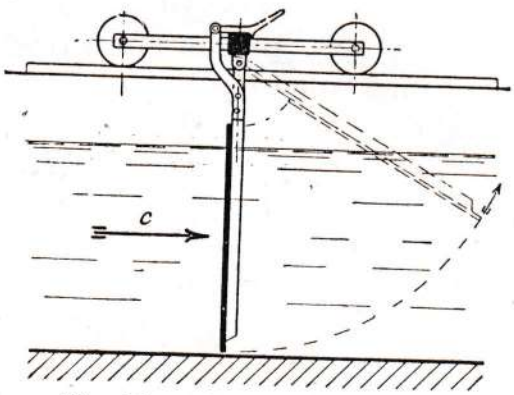


Fig. 11. — Pantalla de aforo

Contando con un canal liso de obra, de longitud regular, se marca en él una determinada longitud y se dispone un tablero ligero con suspensión articulada (fig. 11) y que quede sumergido en el agua; esta pantalla está pendiente de un carrito y se amolda por todos sus lados al perfil del canal, por lo cual se moverá exactamente con la velocidad c del agua. Determinando esta velocidad del carro, en la longitud de canal señalada, y multiplicando por la sección del mismo, se obtiene de la manera más sencilla el caudal por segundo. Un aforo de esta clase es más exacto aún que los efectuados con el molinete de *Woltmann*, pues las velocidades en los diferentes puntos pueden cambiar rápidamente, como hemos dicho, lo que con el procedimiento de la pantalla no tiene ninguna influencia.

3. Presas, canales y tuberías

A) Presas

Presas fijas o diques, tanto de tierra como de obra, que cierren completamente el paso del agua, sólo se proyectan en aquellos lugares en que el peligro de una inundación está en absoluto descartado y en que no hay que tener en cuenta las necesidades de la pesca o transportes fluviales. Existen, por ejemplo, en los embalses y pantanos, que no se construyen como fin primordial, para utilizar la fuerza. En la actualidad se construyen casi de un modo exclusivo o presas enteramente movibles o presas fijas con algunos elementos movibles, lo que permite regular el nivel del agua y atender a todos los problemas que se acaban de citar.

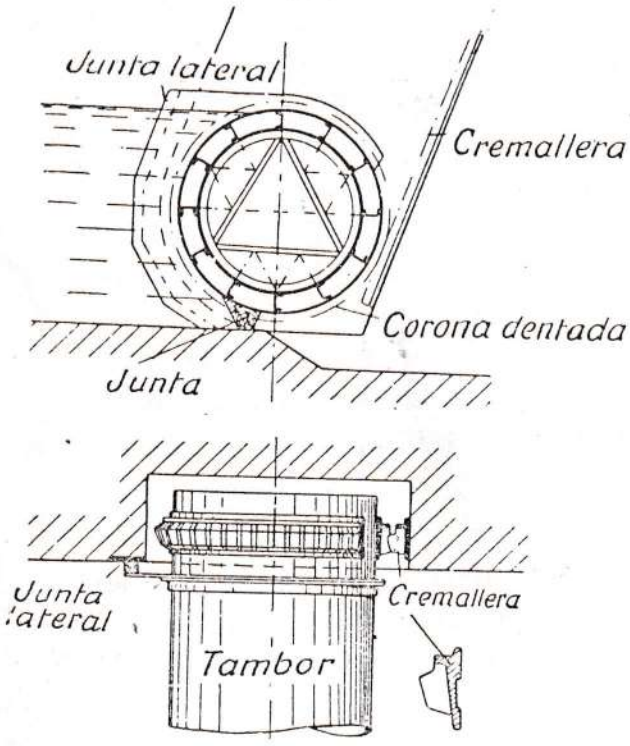


Fig. 12

Las presas suelen ser del tipo de cilindro, de sector o de compuertas.

a) *Presas de cilindro o de tambor.* — Constan de un cilindro de plancha, reforzado interiormente por hierros de ángulo o viguetas. Su construcción varía, según sea la relación que exista entre su diámetro y su longitud. Para pequeñas alturas de agua es muy utilizada la disposición de la figura 12, en la que el diámetro del cilindro es aproximadamente igual a la profundidad del cauce. Con alturas mayores y presas más anchas se agrega a los cilindros un suplemento inferior en forma de pico que cierra la aber-

tura sin que el cilindro tenga que llegar al fondo (fig. 13). Para grandes alturas en cauces más estrechos se llega a construir una plancha, que puede obstruir completamente

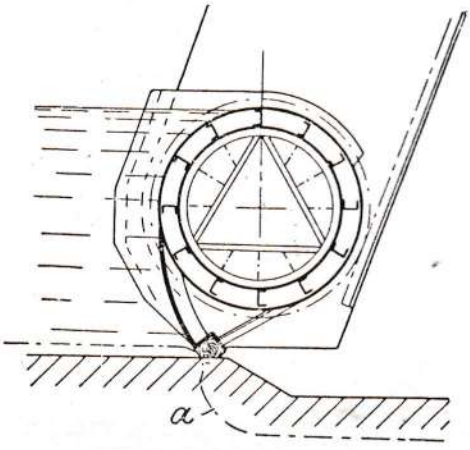


Fig. 13

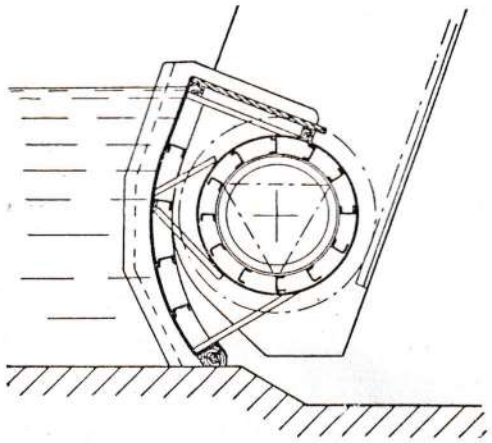


Fig. 14

el cauce, reforzada y sujeta al cilindro como se desprende de la figura 14. La disposición e instalación de estos cilindros puede observarse en las figuras 12 y 15. Unos largueros de ajuste en el suelo y en los lados hacen estanca la presa,

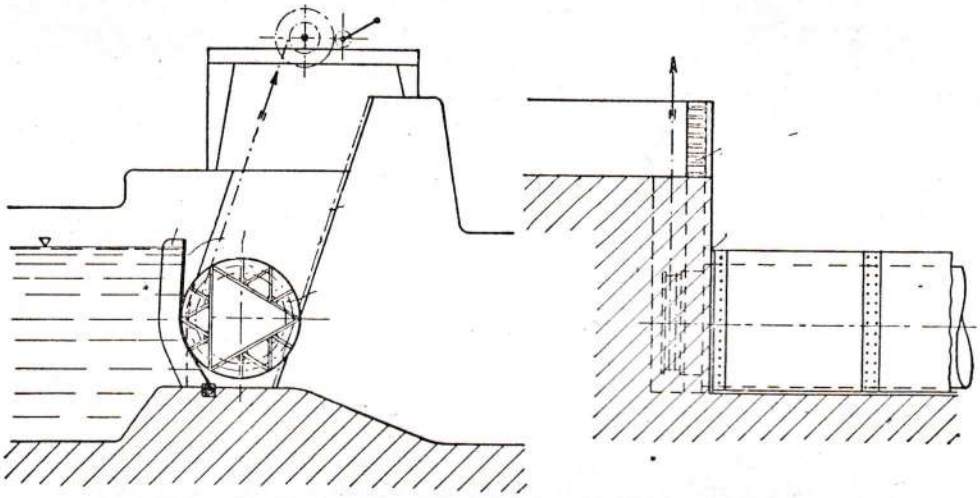


Fig. 15. — Esquema de una presa de tambor

cuando el cilindro se encuentra abajo. Por medio de cabrestantes se eleva el cilindro con sus planchas y juntas, para lo cual lleva una rueda dentada que engrana con una cremallera fija en el muro. Los dientes (fig. 12) son robustos y de forma tal que machacan fácilmente cualquier cuerpecillo extraño que pueda interponerse. Cuando el cilindro se halla completamente levantado queda libre por completo

el paso para el agua; en cambio una pequeña elevación del mismo permite regular el nivel del río y limpiar al propio tiempo el fondo, del cascajo que se haya podido acumular. Modificando en el cilindro de la figura 13 el asiento en el fondo del modo que se indica en la línea punteada y señalada *a* se facilita un pequeño descenso del cilindro, con lo que queda éste sumergido y permite el paso de los hielos flotantes. Esta disposición se denomina de *tambor sumergible*. El paso de los hielos puede facilitarse también en tam-

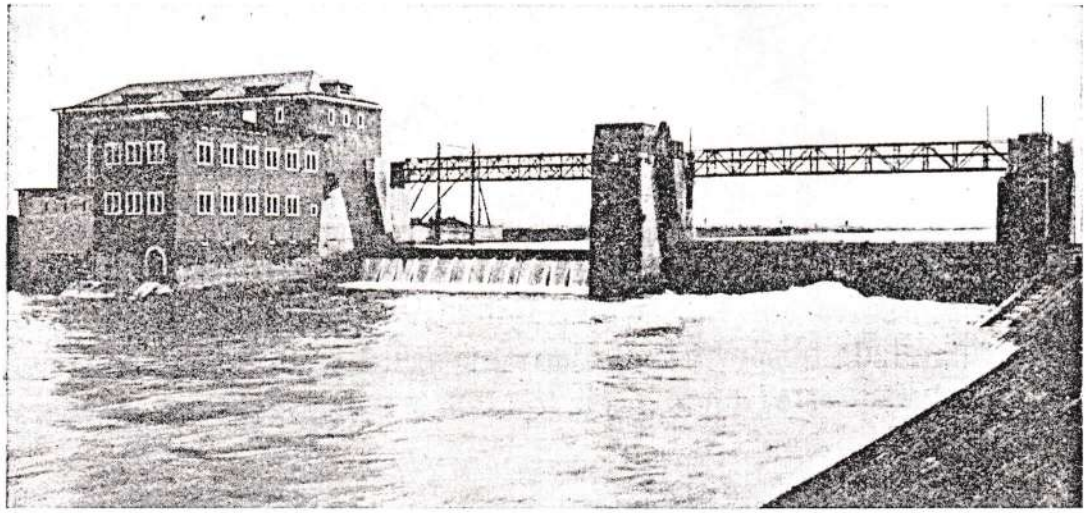


Fig. 16. — Presa de tambor en el Main

bores como el de la figura 13 con una compuerta superior rebatible. La adaptación de esta compuerta al cuerpo del tambor exige mecanismos especiales.

Las presas de tambor se van extendiendo cada día más en instalaciones modernas y han dado magníficos resultados aun en presas de gran longitud.

Sus principales ventajas consisten en un cierre perfecto y estanco, unido a un manejo muy simple, lo que representa reducidos gastos de conservación.

Se construyen para alturas de 0,8 hasta 6 m, y longitudes hasta de 40 m. La figura 16 representa una instalación de esta clase efectuada por la M.A.N. (Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg) para la central de Viereth en el Main. Consta de dos cilindros «sumergibles» de 30 m de longitud cada uno que retienen 6 m de altura de agua, y pueden ser accionados apoyándose en tres pilares. En la

figura el cilindro de la izquierda se halla sumergido, saltando el agua por la parte superior, al paso que el cilindro de la derecha está algo levantado.

b) *Presas de sector.* — Se emplean en casos especiales, correspondiendo en general a grandes longitudes de presa. Tienen la ventaja de un fácil manejo, pues éste se limita a elevar o bajar el cuerpo de la presa, pero son caras de

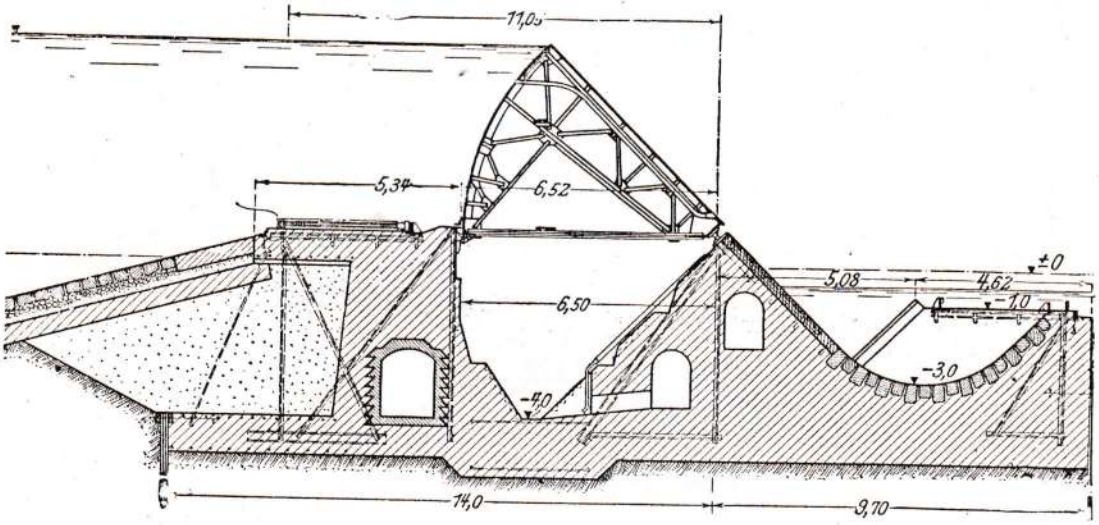


Fig. 17. — Presa móvil de sector

construcción y sólo pueden instalarse donde el río arrastre poca arena, fango o cantos, ya que el cierre no es tan preciso y se obstruiría el foso.

En la figura 17 se representa la presa de *sector* instalada en la central hidráulica de Bremen en el Weser, para unos 6 m de altura.

Bajando completamente la presa queda un paso absolutamente despejado, y además permite, cuando los hielos invaden la cámara o embalse, que sean éstos evacuados sin necesidad de que descienda el nivel superior del agua, como ocurre con las presas de cilindro (1).

El conjunto de la instalación queda representado en planta en la figura 18. La presa la forman: un trozo de

(1) Existen compuertas automáticas basculantes que funcionan cuando el nivel del agua se eleva excesivamente, permitiendo la descarga, y vuelven a su posición normal, merced a un contrapeso, cuando el nivel ha descendido de nuevo. Siete compuertas muy interesantes de este sistema existen en Talarn, «Riegos y Fuerza del Ebro». — (N. DEL T.)

muro levantado en la orilla derecha, al que siguen dos compuertas de sector de 54 m de longitud cada una, apoyadas en dicho muro y en pilares; viene después una compuerta y escalera especial para el paso de peces y luego la casa de turbinas con once máquinas y un total de 11 500 caballos. En la orilla izquierda hay dos esclusas de 12,5 m de

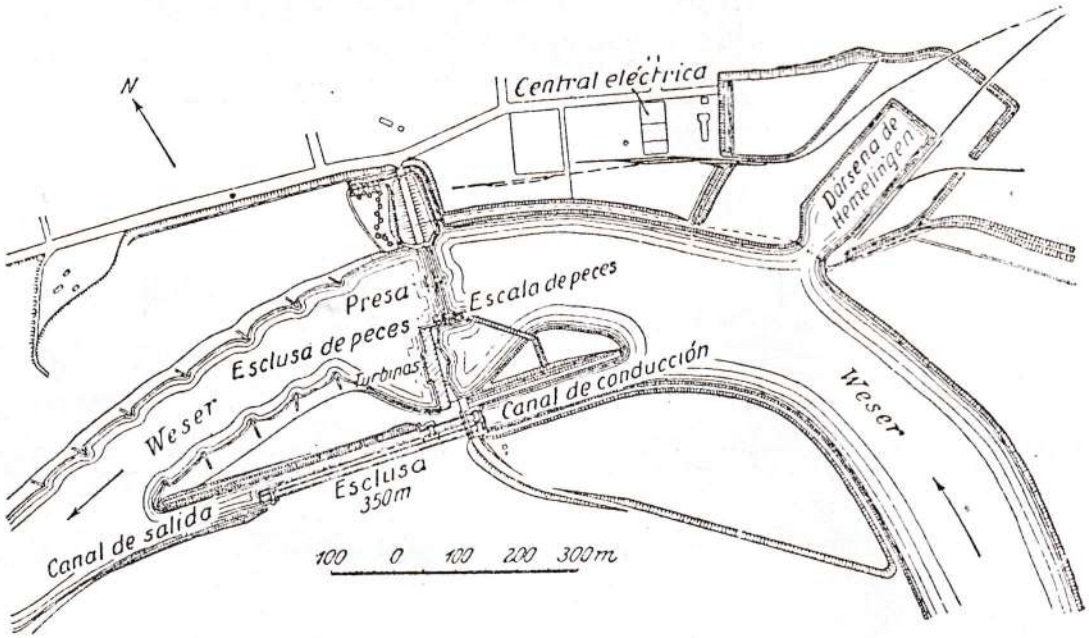


Fig. 18

luz con una longitud útil de 350 y de 70 m. Delante de la central hay una reja instalada oblicuamente desde una pequeña isla hasta la escalera de peces.

Esta clase de instalaciones requieren un estudio profundo como en general todas las de los grandes ríos en que la navegación, los transportes fluviales y la pesca representan intereses de importancia que no se pueden lesionar.

c) *Presas de compuerta.* — Se construyen formando la compuerta sólo una parte del muro o abarcando todo el ancho del río, pero en general cuando la altura del embalse es grande y no bastan ya las presas de cilindro. Hay que tener en cuenta en la construcción de las compuertas su fácil manejo procurando que las fuerzas para moverlas no resulten excesivas, que pueda regularse fácilmente el nivel del agua y que sea posible evacuar con rapidez los hielos y cuerpos flotantes. Por estos motivos es frecuente el empleo

de compuertas dobles como indica la figura 19. La parte superior es pequeña y sufre una presión de agua de poca importancia, siendo por ello fácil de maniobrar, por lo que se le utiliza para regular el nivel del agua así como para dejar paso a los cuerpos flotantes. Cuando deba abrirse toda la compuerta se levantan los dos tableros. La com-

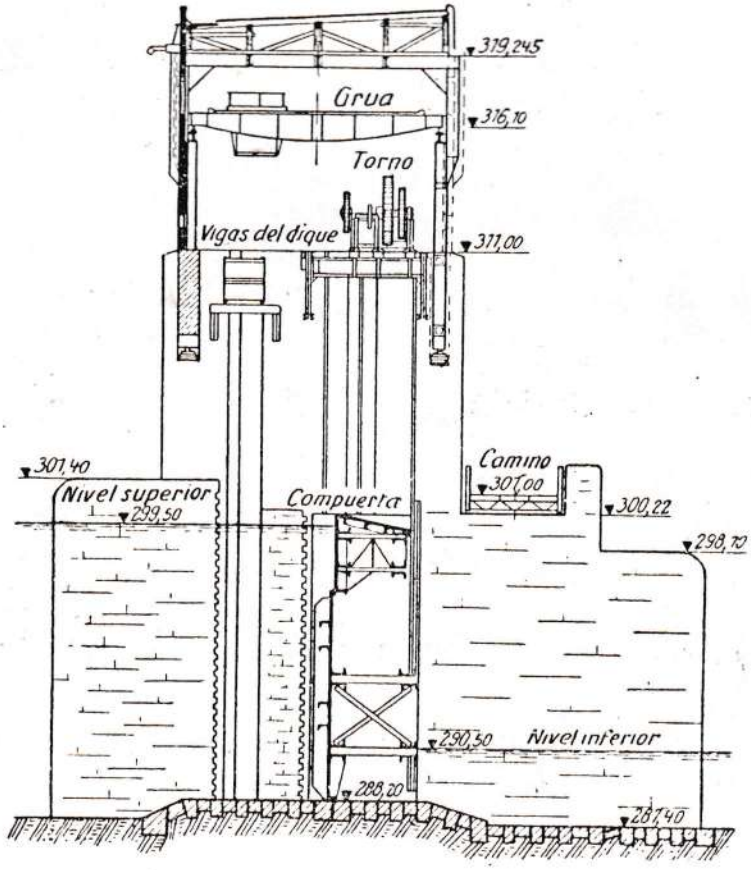


Fig. 19

puerta que representan las figuras 19 y 20 está instalada en el Danubio por la M.A.N. y consta de seis compuertas de 25 m de ancho apoyadas en pilares de 5 m. El embalse obtenido es de 9 m de altura y toda la presa está cruzada por un puente de servicio y una construcción en toda su longitud donde se albergan los cabrestantes y mecanismos de elevación, entre ellos una grúa corredera por medio de la cual pueden, en caso de necesidad, colocarse unas vigas que cierren el paso del agua.

Estas dobles compuertas de los grandes embalses se construyen hoy de plancha con armaduras de refuerzo. En

la figura 21 se representa un modelo de la M.A.N. para la compuerta superior. La armadura se apoya por medio de

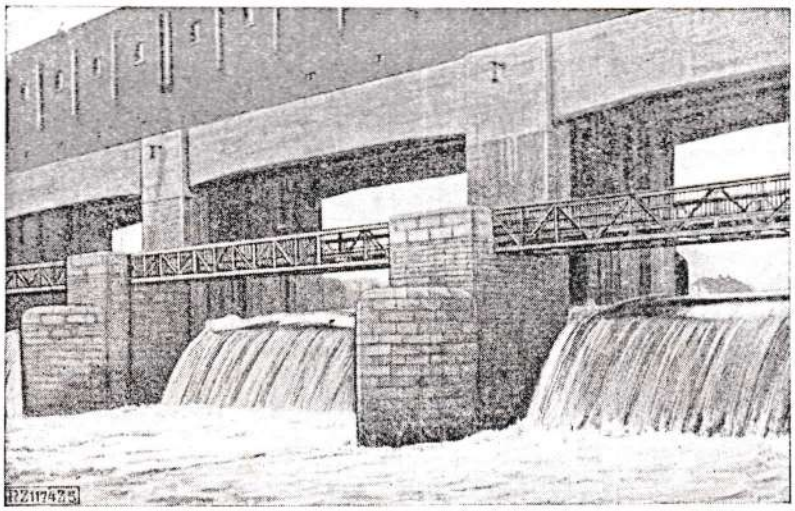


Fig. 20

una articulación sobre un carrito con ruedas que corre lateralmente sobre rieles alojados en unas ranuras dejadas en el muro. Las compuertas también se deslizan apoyándose en unos rodillos o en unas superficies lisas. Para que las juntas laterales sean herméticas llevan unos largueros de madera de encina. En la compuerta inferior, que además de sufrir una presión mucho más considerable es también de más altura, tiene cada carrito cuatro rodillos, pero están dispuestos en forma análoga.

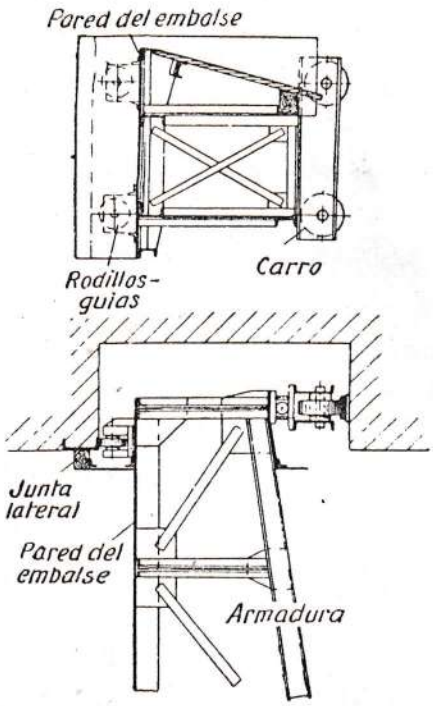


Fig. 21

Ambas compuertas pueden levantarse por medio de cadenas metálicas articuladas que accionan los cabrestantes representados en la figura 19.

Las dobles compuertas de la M.A.N. se han construído hasta unos 12 m de altura y 20 de luz.

Algunas veces se han utilizado también en combina-

ción con una presa de tambor, sirviendo en estos casos el cilindro, que es de gran longitud, propiamente de presa, mientras que la compuerta sólo se emplea para regular el nivel del agua. En pequeños embalses podrían emplearse sencillas compuertas, con rodillos o hasta con simples deslizaderas como las compuertas de entrada de que se tratará más adelante (párrafo **4,** A), pero en general son no obstante preferidas las de tambor allí donde puedan ser utilizadas.

B) Canales de conducción abiertos. — Cálculo de la pendiente del canal

Para que las turbinas puedan utilizar eficazmente la mayor parte del salto, convendría destinar un valor muy pequeño de éste a la circulación del agua en el canal, pero esto llevaría aparejado el construir los canales con mayor sección originándose aumento en el coste de la instalación por caballo útil. Como estos dos puntos de vista no pueden conciliarse siempre, convendrá resolver cuál sea la pendiente más económica en cada caso, de acuerdo con todas las circunstancias que en él concurran.

Un canal de conducción debe tener una pendiente pequeña, la indispensable para mantener en el agua una cierta velocidad de circulación c, todo con objeto de no disminuir el salto útil. La velocidad depende, naturalmente, de la naturaleza de las paredes del canal, y en el caso más desfavorable puede llegar a

$c = 0{,}10$ m/seg en tierra fangosa
$c = 0{,}25$ » en tierra arcillosa
$c = 0{,}60$ » en arena gruesa y arcilla
$c = 1{,}25$ » en lechos pedregosos.

En canal de mampostería puede hacerse c tan grande como convenga, pero, no obstante, para evitar la pérdida de salto útil, es conveniente, aun en paredes muy lisas, no exceder de

$$c = 0{,}8 \div 1{,}25 \text{ m/seg.}$$

Para alcanzar esta velocidad, o la que se haya escogido, es preciso dar al canal cierta *pendiente*, que se con-

serva en la solera durante su recorrido. Según indicaciones del profesor *Pfarr*, el cálculo de esta pendiente se obtiene por medio de la siguiente fórmula de *Bazin:*

$$h\,‰ = \alpha \cdot \left(1 + \beta \cdot \frac{s}{F}\right) \cdot \frac{s}{F} \cdot c^2.$$

La altura h en metros se refiere al desnivel del canal por cada kilómetro de longitud; s es el perímetro mojado (figura 22) y F la sección que ocupa el agua en el canal en metros cuadrados. En cuanto a los coeficientes valen:

	α	β
para paredes enlucidas ...	0,15	0,03
para sillería	0,19	0,07
para mampostería	0,24	0,25
para cauces de gravilla ...	0,27	1,25

De la fórmula se deduce que la pendiente que debemos dar depende en primer término de la velocidad c, creciendo proporcionalmente al cuadrado de dicha cantidad. Depende en segundo lugar de la naturaleza y estado de las paredes del canal, a causa del rozamiento con las mismas que se tiene en cuenta con los coeficientes α y β. Finalmente, influye también la relación $\frac{s}{F}$, de forma que el canal de mínima pendiente sería aquel en que esta relación tuviese el valor más pequeño; para conducción de aguas sería, pues, lo más conveniente emplear canales de paredes lisas y de sección semicircular, lo cual, no obstante, sólo se aplica en canales pequeños por dificultades prácticas, construyendo la mayoría en forma trapecial o rectangular, aunque procurando también para estas formas darles tales dimensiones que $\frac{s}{F}$ resulte lo menor posible.

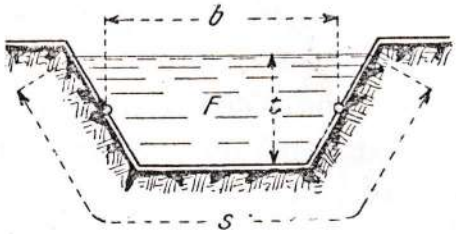


Fig. 22. — Canal de sección trapecial

Para conseguir esto debe tomarse

$$\text{base mayor } b_0 = \frac{2 \cdot t}{\operatorname{sen} \alpha},$$

lo que a su vez da:

para 45°	o inclinación 1 : 1	(fig. 23),	$b = 1{,}85 \cdot t$ y $s = 3{,}7 \cdot t$
» 33° 40′	» 1 : 1,5	(fig. 24),	$b = 2{,}1 \cdot t$ y $s = 4{,}2 \cdot t$
» 90°	o sea rectángulo	(fig. 25),	$b = 2 \cdot t$ y $s = 4 \cdot t$

representando b = anchura media, y s = perímetro mojado.

Es digno de observar que el valor $s : F$ disminuye esencialmente al crecer las dimensiones del canal, y que en

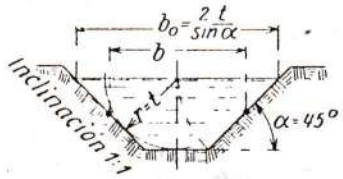


Fig. 23

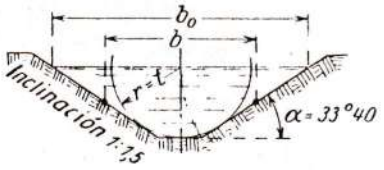


Fig. 24

canales importantes no es absolutamente preciso mantener los valores indicados, aunque sean los más favorables, siendo además frecuente que por dificultades del terreno tampoco sea posible adoptarlos. Si el coste de las excavaciones es elevado, habrá que escoger el perfil del canal de la forma que

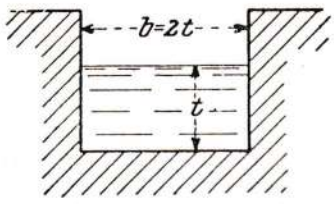


Fig. 25

Canal de sección rectangular correspondiente al valor mínimo de s/F

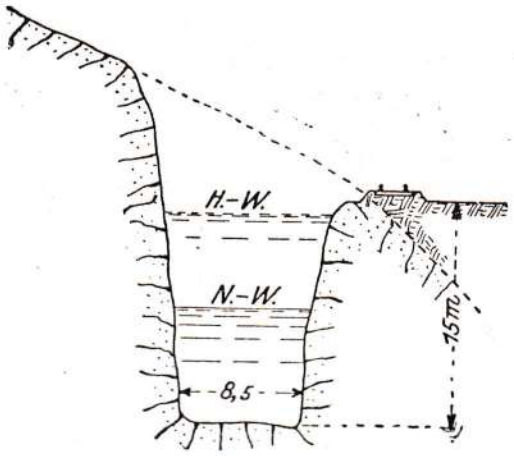


Fig. 26

Sección del canal de conducción, en la instalación de Kykkelsrud (Noruega)

más se acomode a las condiciones del terreno admitiendo mayor pérdida de salto y por tanto de potencia a cambio de reducir el coste de la construcción. Un caso extremo se representa en el perfil de la figura 26 que se empleó en una instalación de Noruega. El canal es de 1 Km de largo y completamente abierto en la roca, habiendo adoptado para la sección la forma de rectángulo con la base

mayor vertical y además admitido para el agua la elevada velocidad de 2,5 m/seg, todo con el propósito de conseguir una sección menor y más fácil de excavar, reduciendo así el crecido coste. En terreno llano y con grandes caudales se emplean por lo general perfiles aplanados, también en consideración a los gastos de construir el canal que resultan menores que si proyectásemos un canal profundo. A estos canales se les da corrientemente una inclinación de paredes 1:1,5 (figura 27) y una profundidad comprendida entre $^1/_4$ y $^1/_{10}$ de la anchura media, según el terreno. Para disminuir la pérdida de salto, se revisten estos canales con una capa de hormigón en las paredes laterales y a veces en la solera, tanto si el canal se ha excavado (izquierda de la figura 27) cmo si es en terraplén (derecha de la figura 27).

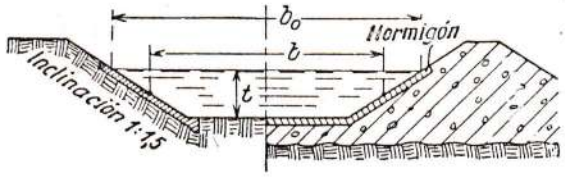


Fig. 27

El revestimiento de hormigón en un espesor de 150 ÷ ÷ 200 milímetros es más barato que un apisonado de arcilla y revestimiento de gravilla, según ha demostrado la experiencia.

Ejemplo de cálculo. — Se trata de conducir por un canal de 3 Km de longitud, un caudal $Q = 20$ m³/seg con la velocidad $c = 1$ m/seg. El salto bruto es $H_b = 6$ m. A determinar la pérdida de salto:

a) Con un canal de tierra, con talud de 1 : 1,5 y el perfil más favorable (fig. 24).

b) Con un canal de tierra (perfil según la figura 27) y $t = \frac{b}{8}$.

c) Con un canal del mismo perfil, pero revestido de hormigón.

Caso *a)* Se tiene $F = \frac{Q}{c} = 20$ m². Como de la figura 24 $b = 2{,}1 \cdot t$, resulta en definitiva:

$$F = b \cdot t = 2{,}1 \cdot t^2 = 20, \quad \text{o sea} \quad t = \sqrt{\frac{20}{2{,}1}} = 3{,}1 \text{ m.}$$

Además $b = 2{,}1 \cdot t = 6{,}5$ m; $s = 4{,}2 \cdot t = 13$ m y por tanto $\frac{s}{F} = 13 : 20 = 0{,}65$.

Según las tablas que hemos establecido para los coeficientes podemos tomar $\alpha = 0{,}28$ y $\beta = 1{,}25$.

Por lo tanto, para $c = 1$ se obtiene

$$h\,‰ = 0{,}28\ (1 + 1{,}25 \cdot 0{,}65) \cdot 0{,}65 = 0{,}33 \text{ m.}$$

Caso *b)* Para este caso suponemos $t = \frac{b}{8}$, y por tanto

$$F = b \cdot t = 8 \cdot t^2, \text{ de donde } t = \sqrt{\frac{20}{8}} = 1{,}6 \text{ m y } b = 8 \cdot t = 12{,}7 \text{ m.}$$

El perímetro mojado, según la figura 27, resulta:

$$s = b - \frac{t}{\text{tg } \alpha} + \frac{2 \cdot t}{\text{sen } \alpha}.$$

Como $\sphericalangle\ \alpha = 33°40'$, se obtiene:

$$s = 12{,}7 - \frac{1{,}6}{0{,}67} + \frac{3{,}2}{0{,}55} = 16{,}1 \text{ m} \quad \text{y} \quad \frac{s}{F} = \frac{16{,}1}{20} = 0{,}8.$$

Queda, pues:

$$h\,‰ = 0{,}28\ (1 + 1{,}25 \cdot 0{,}8) \cdot 0{,}8 = 0{,}45 \text{ m.}$$

Caso *c)* Aquí se conservan los valores de b, t y s idénticos, variando sólo los coeficientes de las fórmulas.

Con revestimiento de hormigón enlucido con cemento se puede tomar $\alpha = 0{,}15$ y $\beta = 0{,}03$, resultando entonces

$$h\,‰ = 0{,}15\ (1 + 0{,}03 \cdot 0{,}8) \cdot 0{,}8 = 0{,}12 \text{ m.}$$

En resumen, para un canal de 3 Km resultan pérdidas de salto de 1 m, de 1,35 m y de 0,36 m, o sea, que con un revestimiento de hormigón hemos evitado una pérdida de 0,64 m $\simeq$ 11 % del salto bruto comparando con el caso *a)*. Esto corresponde a una potencia de unos 150 caballos.

La deducción, pues, de si resulta en definitiva más económico construir un canal barato, según el caso *a)*, o un canal más caro, según el caso *c)*, exige un estudio comparativo muy detenido de las diferentes soluciones posibles.

Antes de terminar con esta cuestión añadiremos que para canales destinados a grandes caudales de agua (mayores de 100 m³/seg) con revestimiento de cemento tiene interés una reducción de la pérdida de carga incluso de 0,05 °/₀₀.

C) Tuberías

En los grandes saltos, en lugar del canal abierto (o de una parte de éste) se coloca una tubería de presión, como se representa en la figura 28. Los tubos se apoyan

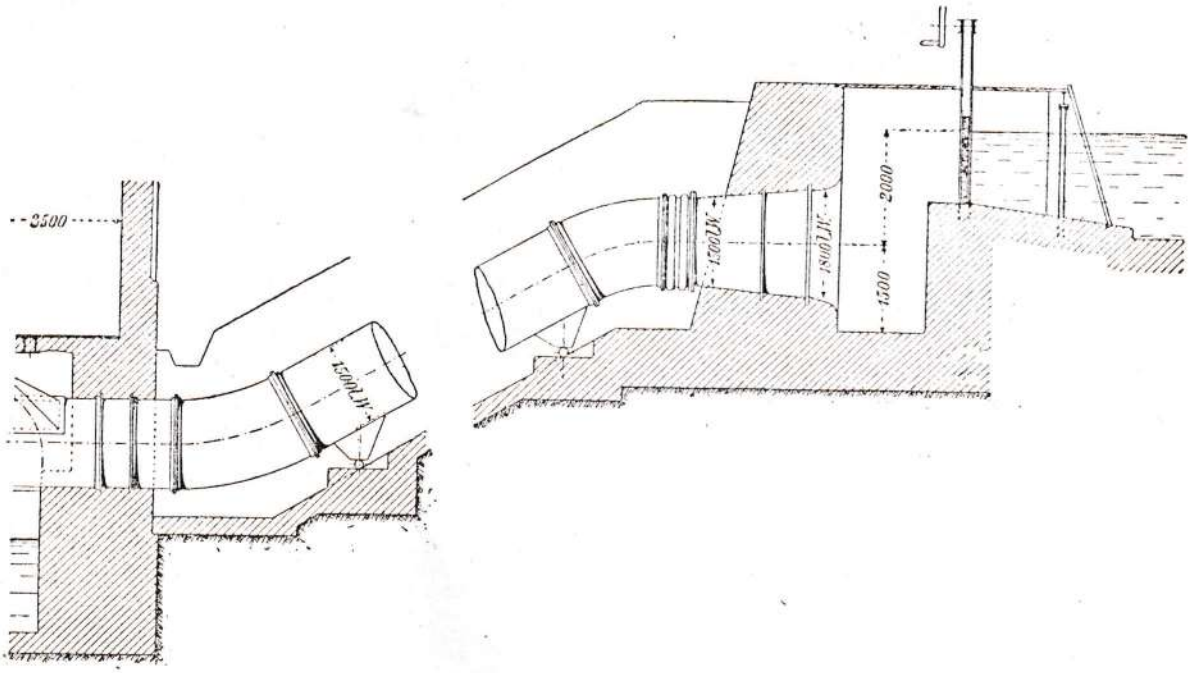


Fig. 28. — Instalación de tubería de presión: salto útil, 27,5 m; potencia, 500 caballos; diámetro interior de la tubería, 1500 mm

sobre rodillos, para permitir las dilataciones, y están provistos de un manguito o enchufe de compensación. La tubería se fija sólidamente en los cimientos de la casa de máquinas y en la entrada superior llamada cámara de agua, presentando esta última la disposición corriente, con su compuerta, reja y cámara de decantación. En las instalaciones de importancia se techa generalmente la cavidad de entrada para proteger los accesorios que allí se encuentran (figura 35).

Las tuberías se construyen principalmente de plancha de acero dulce. Para pequeños desniveles se emplean a veces

tuberías de madera o de hormigón armado, habiéndose demostrado estas últimas como muy prácticas hasta $H = 40$ metros, especialmente si se trata de grandes diámetros.

Los tubos de acero pueden ser remachados o soldados a solape en las juntas; también se emplean mucho los tubos sin soldadura (Mannesmann). Si han de ir enterrados basta

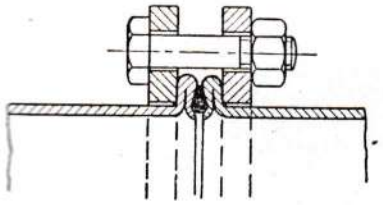


Fig. 29

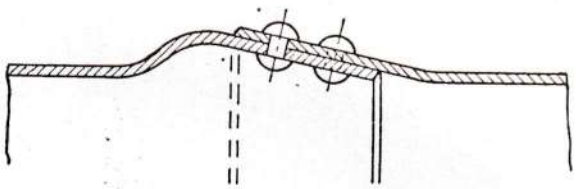


Fig. 30

en general una unión con manguito, revistiendo la junta de plomo; esta instalación presenta la gran ventaja de que no son de temer variaciones de temperatura y por tanto no hay que tener en cuenta dilataciones o contracciones de la tubería. Se prefiere, no obstante, el tendido de los tubos al aire libre para mayor facilidad de revisión. La unión de unos tubos con otros se efectúa por medio de cinchos de hierro de ángulo remachados o soldados a los tubos (fig. 28), y también por un rebordeado del tubo y unas platinas sueltas (figura 29); o por enchufes cónicos remachados (fig. 30). También se emplea con éxito el enchufe de dilatación (figura 31) con una junta formada por un cordón de cáñamo empapado en grasa. Este enchufe permite el deslizamiento de los tubos de modo que se pueden suprimir otras disposiciones de compensación.

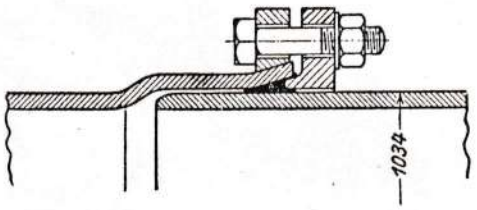


Fig. 31. — Enchufe de dilatación para tubería forzada

Desde luego la tubería debe anclarse de trecho en trecho a macizos de hormigón, como se manifiesta en las instalaciones que a continuación se describen.

La figura 32 expresa bien gráficamente qué distancias pueden llegar a cubrirse con tuberías de esta clase, pues representa una de 2200 m instalada en Escocia, que fué construída por la casa alemana «Ferrum A. G.» (Silesia). Los tubos se sueldan a la autógena, y tienen longitud

de 6 m por 1 de diámetro, con gruesos que varían, según la presión hidrostática que han de resistir, desde 10 mm los tubos superiores hasta 22 los inferiores ($H = 290$ m).

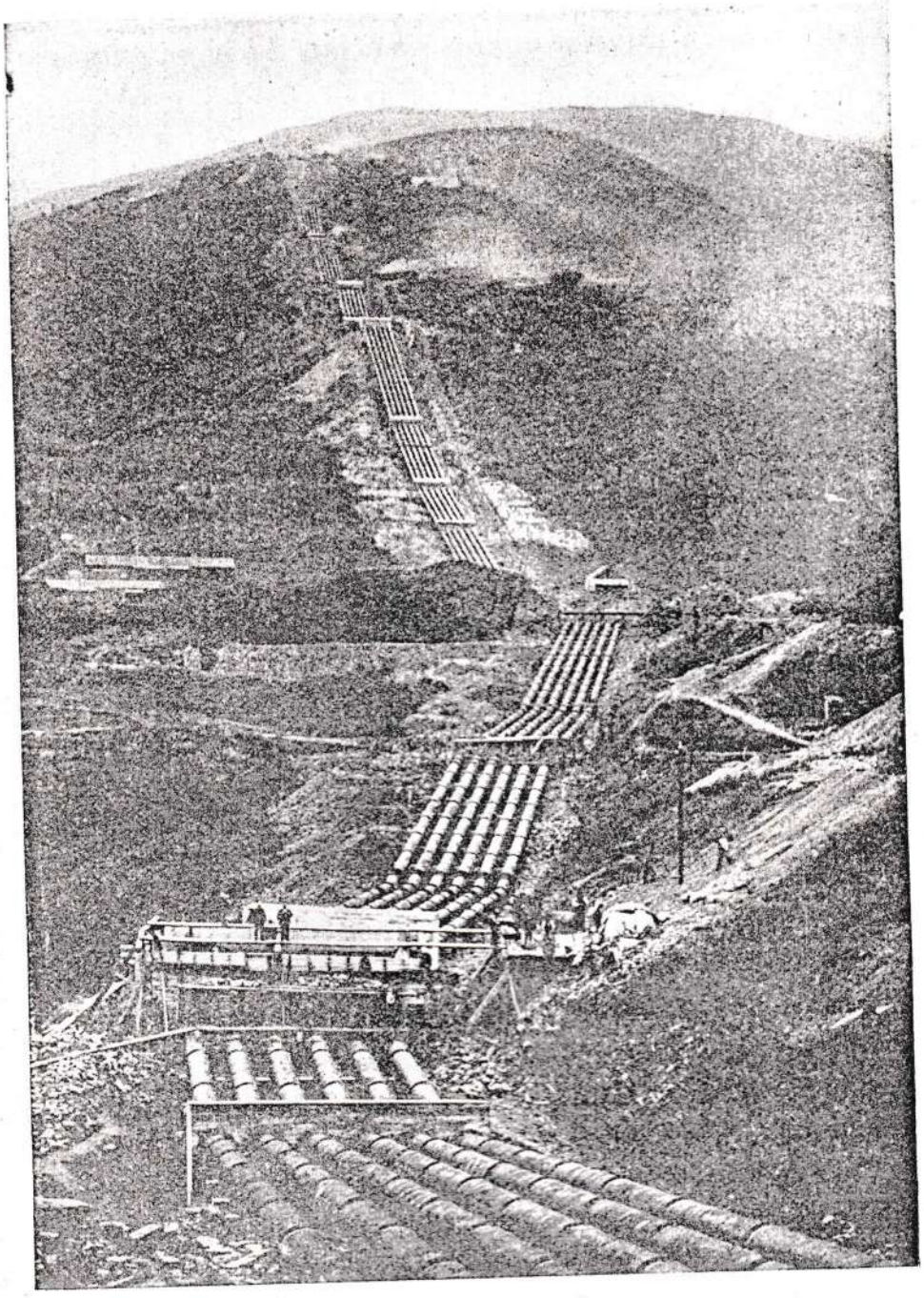


Fig. 32.—Tubería de 2,2 Km de longitud: salto útil, H=290 m; N=30000 caballos

Naturalmente, hay que cuidar mucho en estas tuberías tanto la sustentación como el anclaje, atendiendo siempre a la facilidad de dilatación, para lo cual se disponen unos

macizos de hormigón que se distinguen bien claramente en la figura 32 y de los que se representa uno para el amarre de un codo en la figura 33. La movilidad de la tubería en el sentido del eje se facilita por los enchufes de dilatación o manguitos de alta presión, siendo de muy buen resultado el ya citado de la figura 31; uniones de platina se emplean sólo en los codos y puntos fijos.

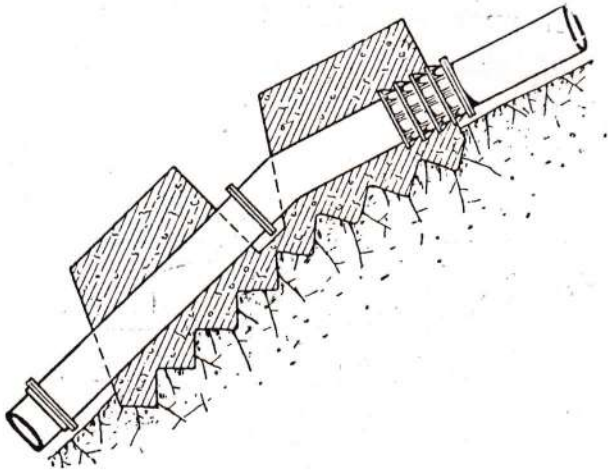


Fig. 33. — Empotramiento de un codo de una tubería forzada

La M.A.N., ya nombrada, ha construído para la central de Walchensee una tubería que se ve en período de

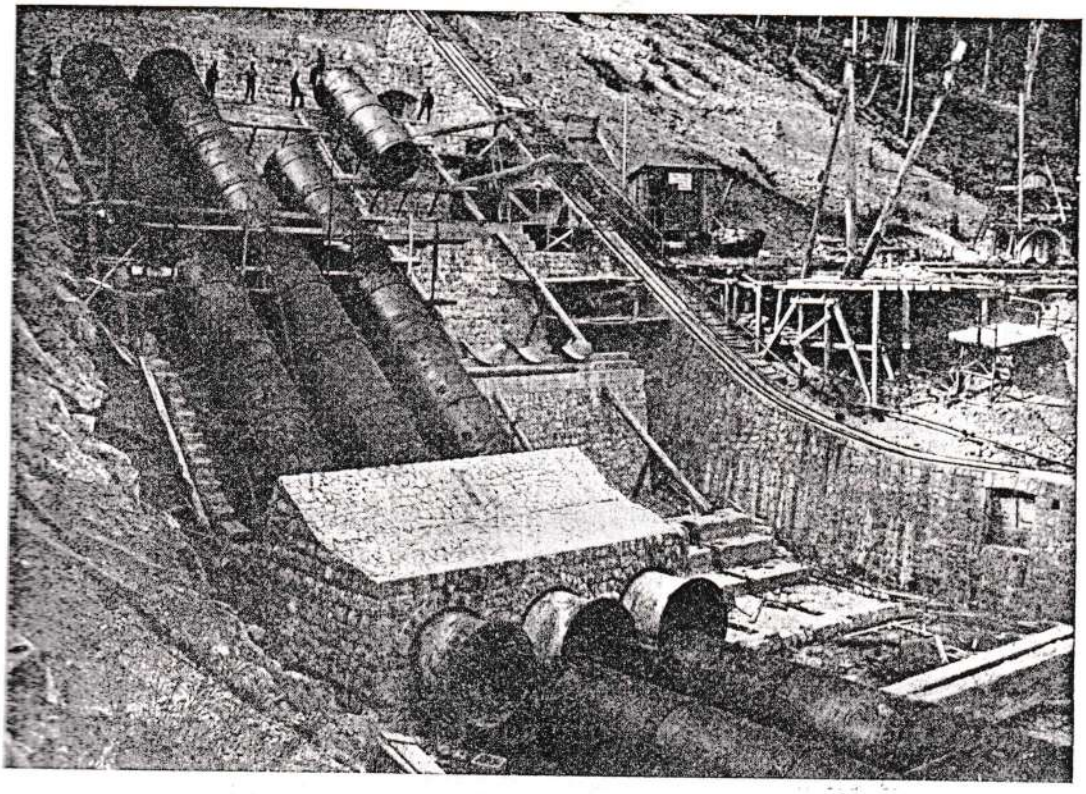


Fig. 34

montaje en la figura 34. Consta de seis bajantes de 430 m

de longitud, para un desnivel de $H = 200$ m, y los tubos tienen 2,25 m de diámetro interior en la parte alta y 1,85 en su parte inferior, creciendo el espesor desde 10 mm hasta 27. Presenta la tubería cuatro puntos fijos formados por robustos macizos de hormigón donde se empotra, e inmediatamente próximo a estos macizos por su parte

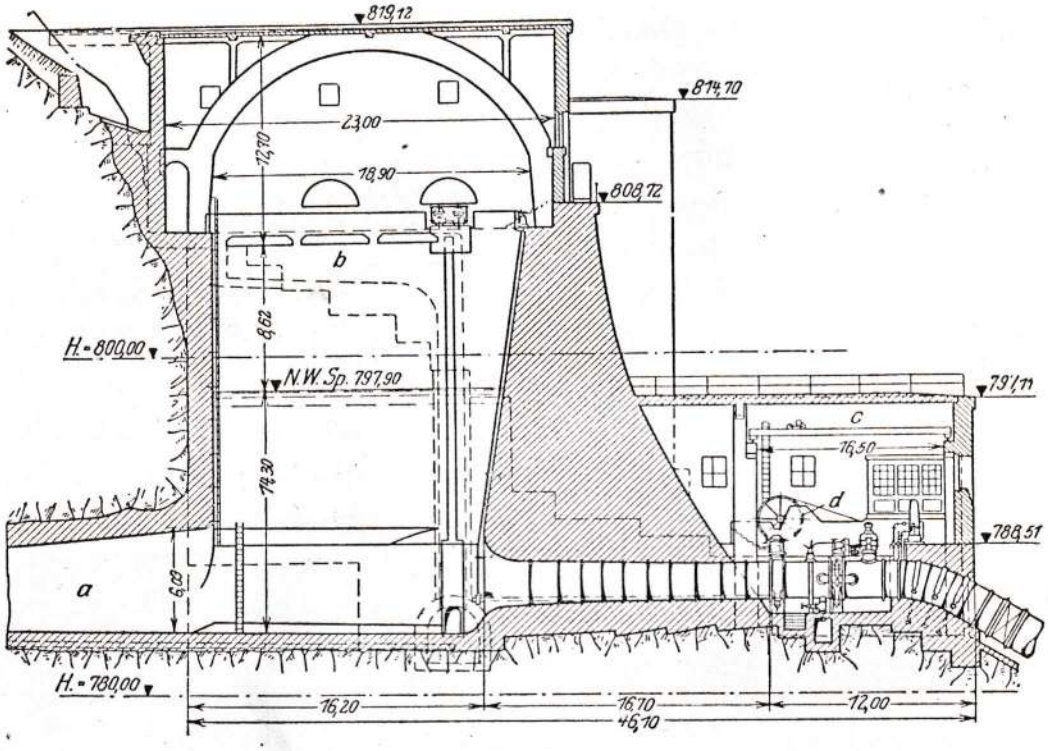


Fig. 35

inferior llevan los tubos el enchufe con estopada que permite la dilatación y compensa las variaciones de longitud; el resto de la tubería se halla sólidamente remachada y, al dilatarse, se desliza todo el ramal de tubería desde su punto fijo inferior hasta el próximo enchufe, apoyada sobre rodillos. Esta disposición ha dado muy buenos resultados.

Las seis tuberías arrancan de la cámara de agua que se representa en la figura 35, de 1000 m³ de capacidad, la que a su vez recibe el agua por una galería de 1200 m de largo. La cámara de agua debe tener capacidad suficiente para contener el agua si se cierran súbitamente una o varias de las tuberías. Han de instalarse en ella las compuertas, y éstas, muy a menudo, son accionadas eléctrica-

mente desde la central (en la figura 35 pueden verse dos compuertas para cada tubería).

Muy importante es también el aireamien o o ventilación de las tuberías, disposición que debe funcionar así que se cierre la compuerta, para evitar que al caer el agua se forme un vacío, que sería desastroso para el tubo a causa de la presión exterior del aire que lo aplastaría.

Al final del conducto y próximas a la turbina es necesario instalar, en los grandes saltos, válvulas de seguridad o de descarga, las cuales funcionan por un paro brusco de la turbina, permitiendó el escape del agua, con lo que se evitan los golpes de ariete que podrían ocasionar la rotura de algún tubo. El aumento de presión no debe pasar del 40 %, pero si el regulador automático funciona con precisión no llega ni con mucho a este valor. En las ruedas tangenciales funciona generalmente un «desviador del chorro» (véase el capítulo V) que desvía de las paletas una parte del agua, pero no estrangula el paso, con lo que las variaciones de presión son muy pequeñas.

El *cálculo de tuberías* se hace en líneas generales del modo siguiente. Suponiendo una determinada velocidad del agua en la tubería, $c = 1 \div 3$ m/seg, se obtiene la sección de los tubos o su diámetro:

$$\frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{Q}{c} \text{ en m}^2.$$

El espesor δ se calcula trabajando la plancha por tracción, de acuerdo con la presión p del agua, y en los grandes saltos resultará naturalmente distinto en la parte superior y en la inferior de la tubería. La fórmula es la sencilla y conocida

$$D \cdot p = 2 \cdot \delta \cdot \sigma,$$

en la que D y δ se expresan en centímetros, p en Kg/cm² y σ (coeficiente de trabajo por tracción del material) en Kg/cm².

Para tener en cuenta eventuales aumentos de presión al parar las turbinas, se pone muchas veces en lugar de p un valor 20 % mayor que el que correspondería a la presión estática. El aumento efectivo de la presión no suele

exceder en general del 7 al 10 % si el regulador funciona a los diez segundos.

La altura perdida por rozamiento h_w en el paso de la tubería (pág. 8) se calcula así:

$$h_w = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{c^2}{2\,g},$$

en que todas las cantidades se expresan en metros. Como se ve, crece la pérdida con la longitud l de la tubería y con el cuadrado de la velocidad, disminuyendo al aumentar el diámetro del tubo. El coeficiente λ es un valor práctico, determinado por ensayos y que varía en los distintos casos, pudiéndose obtener con bastante exactitud por la fórmula de *Weisbach:*

$$\lambda = 0{,}014\,39 + \frac{0{,}00947}{\sqrt{c}}.$$

A la pérdida h_w deben agregarse, en ocasiones, pequeñas pérdidas suplementarias en los codos y bifurcaciones. Respecto a la elección entre una tubería de poco diámetro (barata, pero con más pérdida) o una tubería de más sección (cara, pero con pérdidas menores) nada se puede aconsejar para un caso particular, sino que debe decidirse después de estudiar a fondo la cuestión, desde el punto de vista económico, en todos sus aspectos, previos estudios comparativos.

4. Compuertas y rejillas

A) Compuertas

Las compuertas se instalan para cerrar la entrada del canal, así como cada una de las tuberías o cámaras de turbina; constan de un armazón de hierro laminado y de un tablero de madera o de chapa de acero que se desliza en un marco o se apoya sobre rodillos. En las centrales modernas de gran potencia se ha llegado a prescindir de las compuertas, siempre que exista una segura instalación de rejillas y que las turbinas puedan pararse haciendo girar las paletas directrices.

a) *Compuertas deslizantes.* — Puede verse un tipo de estas compuertas, con tablero de madera, en la figura 36,

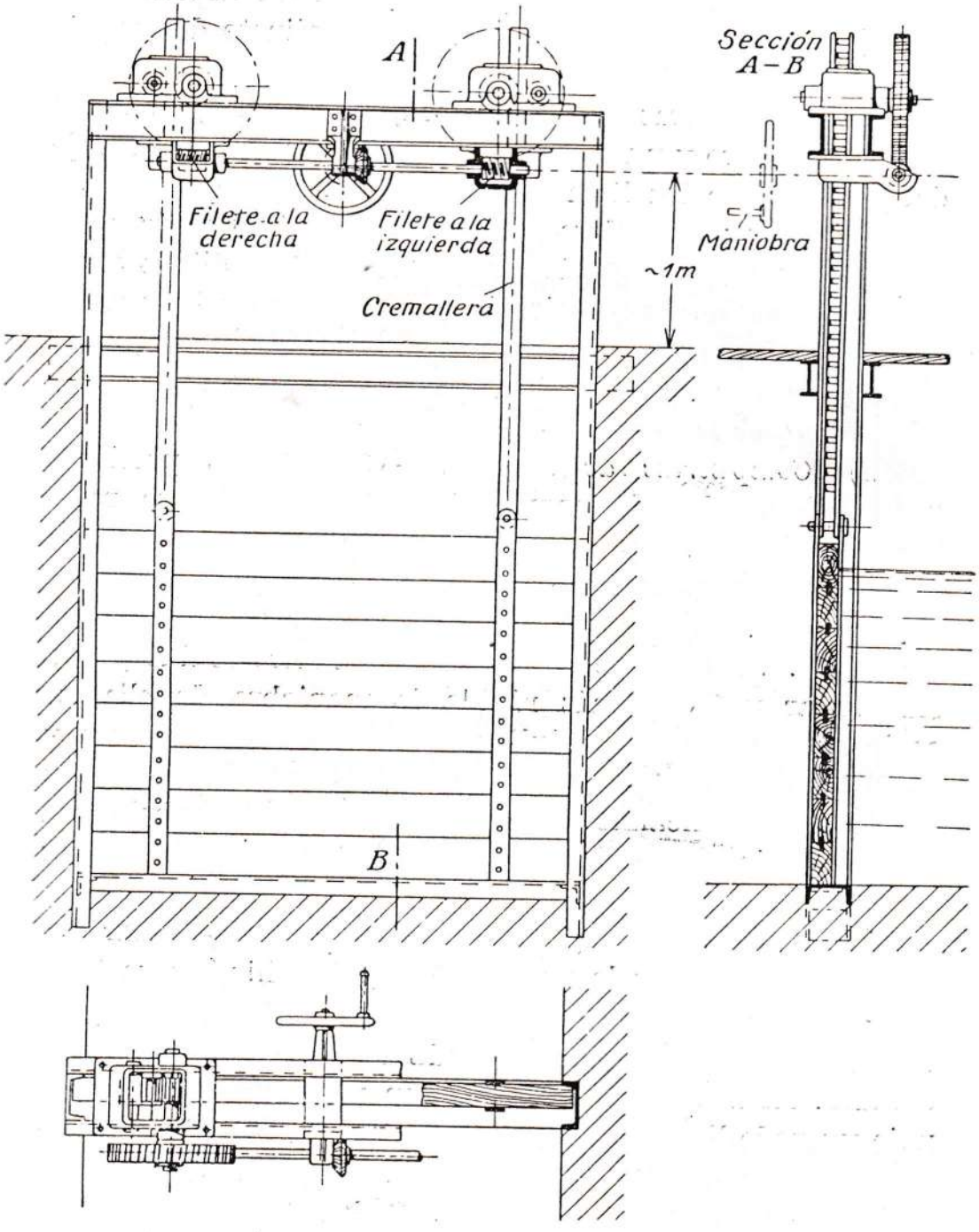


Fig. 36

juntándose los distintos tablones por medio de ranura y lengüeta para darle más compacidad. Para la maniobra llevan dos barras con cremallera accionadas por unos piñones y un tornillo sin fin, si bien en la generalidad de

los casos se colocan dos reductores de tornillo sin fin con la inclinación contraria (uno a la derecha y otro a la izquierda), con lo cual se contrarrestan en absoluto los empujes axiales y se puede suprimir el cojinete de empuje que necesitan las otras disposiciones.

Las cremalleras se construyen, en general, con dos llantas de hierro y unas espigas remachadas y el engranaje del piñón es de los llamados de husillo.

Tableros de madera se emplean actualmente para compuertas que no excedan de 3 m, tanto en altura como en anchura; para dimensiones mayores se construyen las compuertas de plancha de acero reforzándolas con una armadura en la cara posterior.

b) *Compuertas de rodillos.* — Cuando las presiones que actúan sobre la compuerta son elevadas, se recomienda que vayan apoyadas por rodillos, a fin de reducir los rozamientos. La figura 37 representa una compuerta de 5,8 m de ancho y 4,5 de altura útil, construída por la casa J. M. Voith y que se apoya sobre cuatro rodillos; para simplificar y hacer más rápida la maniobra de ella, se acciona con fuerza hidráulica en lugar de cremalleras y reductores. La compuerta va unida a un cilindro que puede desplazarse verticalmente y que ajusta a un émbolo con una junta de cuero; el vástago del émbolo va colgado por un doble cojinete de una robusta armadura situada sobre la compuerta. El vástago es hueco, pudiendo inyectar por él aceite a presión a la parte superior del cilindro; va también en el hueco del vástago un tubito que permite la evacuación del aire o su entrada a la parte inferior del cilindro. El aceite se comprime con una bomba de engranaje y puede llevarse si es necesario hasta unas 100 atmósferas de presión conduciéndose al vástago del émbolo por tubos y una válvula reguladora.

La compuerta se va elevando a la par con el cilindro hasta que, al llegar al límite de su carrera, un contacto eléctrico desconecta el motor que acciona la bomba del aceite. Para bajar la compuerta, basta con maniobrar la válvula reguladora que deja salir el aceite del cilindro, siendo el peso propio de la compuerta suficiente para

cerrar en unos diez segundos contando con una altura de 5 metros. Podemos, pues, llamarlas compuertas de cierre rápido.

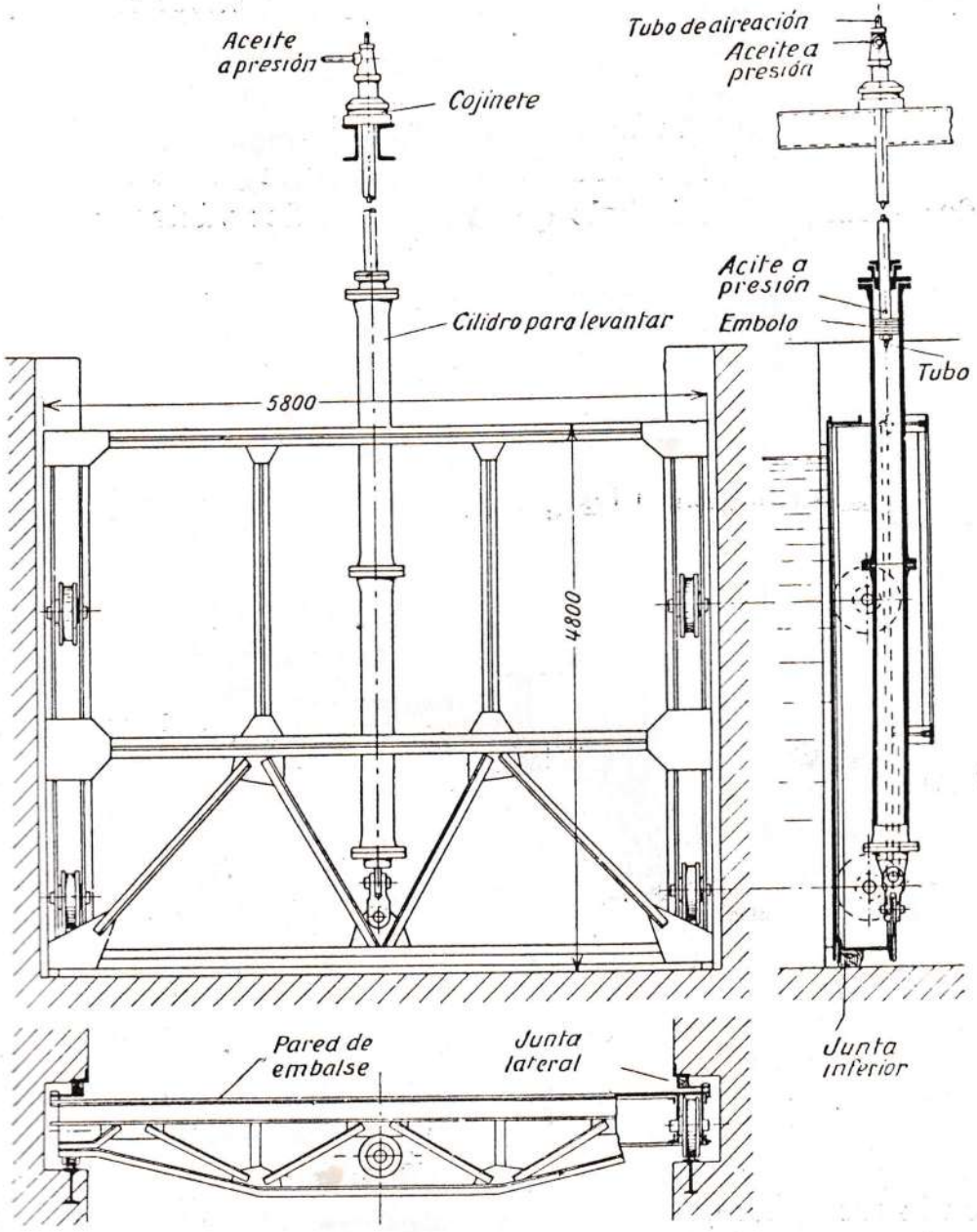


Fig. 37

c) *Válvulas.* — El mismo objeto de rápido y fácil manejo puede conseguirse con la válvula patentada por Escher, Wyss y Compañía (fig. 38) y que se emplea en grandes instalaciones. El cierre se consigue por medio de un cilindro hueco de chapa, con unas expansiones de plancha que se adaptan a la entrada de la cámara; lateralmente

se halla el cilindro bien ajustado por sus bases a las paredes del canal. Tiene también dos coronas dentadas que pueden rodar sobre las correspondientes cremalleras. Se asegura un cierre hermético por la parte superior e inferior apoyando los bordes en unos listones de madera, y lateralmente también por listones o por chapas elásticas que forman algo de muelle. Cuando se accionan con mecanismo hidráulico hay un cilindro fijo en el que la presión obliga a desplazarse a un émbolo que por uno o dos vástagos trans-

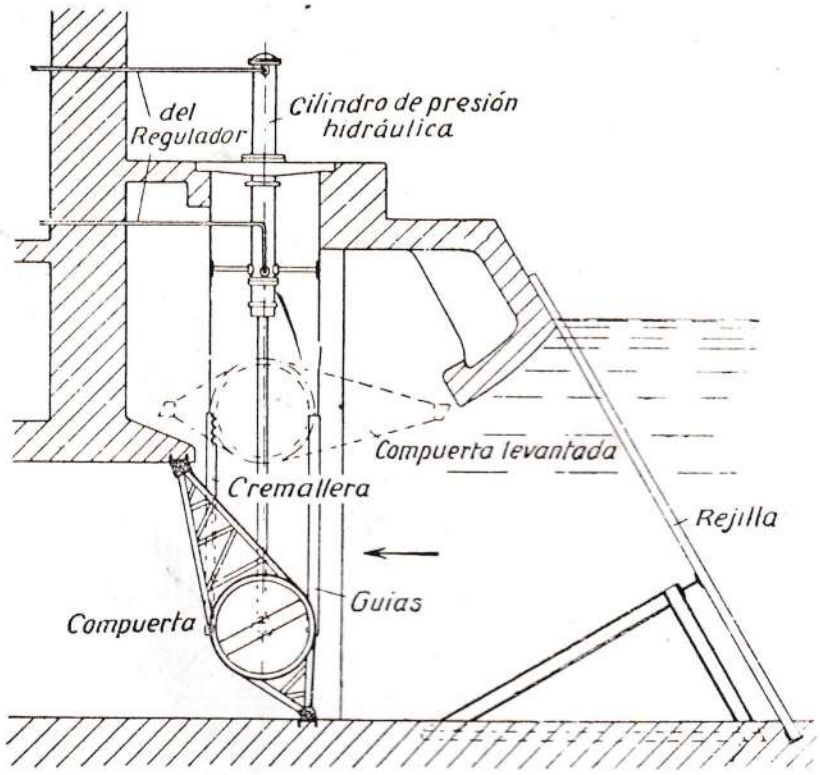


Fig. 38

mite el movimiento de ascenso o descenso al cilindro que forma la compuerta; guiada entre deslizaderas y apoyada en la cremallera, la compuerta gira, al elevarse, en la forma que se ve en la figura.

Cuando se acciona mecánicamente, la varilla de tracción se substituye por una cremallera movida por un reductor.

En este tipo de válvulas se obtiene un desplazamiento vertical de la compuerta mucho menor, y además se consigue descargar la presión que obra sobre las superficies de cierre durante la maniobra.

En la posición de «abierta» casi flota el cuerpo de la compuerta y no necesita de ningún enclavamiento ni sujeción.

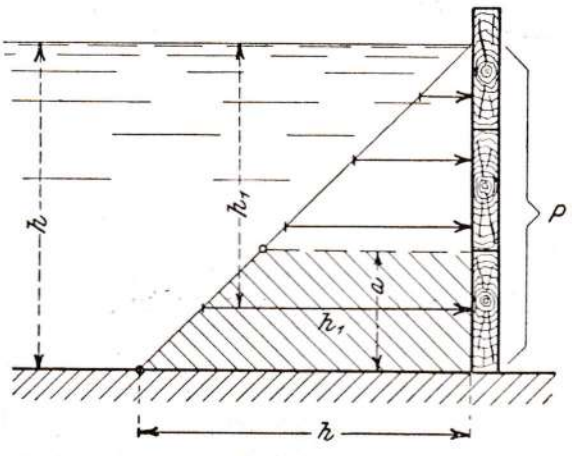


Fig. 39
Determinación gráfica de la presión sobre los tablones de una compuerta

d) *Cálculo de una compuerta.* — Se hace de acuerdo con el esquema de cargas de los tablones, del que se representa un ejemplo en la figura 39. Si el agua alcanza detrás de la compuerta la altura de h metros, la presión en el punto más bajo del tablero será asimismo de h en metros de columna de agua, con lo cual la presión total P que sufre el tablero en dirección horizontal se obtiene por el área del triángulo isósceles y el ancho b del tablero en metros, resultando

$$\mathbf{P = 1000 \cdot \left(\frac{h^2}{2} \cdot b \right) Kg.}$$

Si se quiere calcular cada tablón independiente, hay que tener en cuenta que el inferior es el más cargado y que trabaja sólo a la flexión con carga uniformemente repartida (figura 39). La carga sería, según la fórmula anterior:

$$P_1 = 1000 \ (h_1 \cdot a \cdot b) \ \text{Kg.}$$

En compuertas altas pueden hacerse los tablones superiores más delgados que los inferiores.

Conviene además tomar en cuenta las circunstancias desfavorables que se han expuesto, ya que con pequeños aumentos de la altura h puede experimentar variaciones de consideración la carga P.

Ejemplo. — Si con aguas normales se llega a un valor $h = 1{,}7$ m y la compuerta es de 3 m de ancho, la presión horizontal valdrá:

$$P = 1000 \cdot \left(\frac{1{,}7^2}{2} \cdot 3 \right) = 4350 \ \text{Kg.}$$

Subiendo, en época de aguas altas, el nivel del agua solamente 1,0 m, se tiene ya

$$P = 1000 \cdot \left(\frac{2{,}7^2}{2} \cdot 3 \right) = 11000 \text{ Kg},$$

o sea, aproximadamente, tres veces más que el valor normal.

Para que no resulten en estas condiciones alturas desmesuradas de compuerta, y con objeto de disminuir algo la presión total, se coloca delante de la compuerta propiamente dicha un mamparo fijo protector de aguas altas, como se indica en la figura 40. Cuando la compuerta está abajo, queda asegurada la junta hermética por una pieza de cierre en forma de cuña.

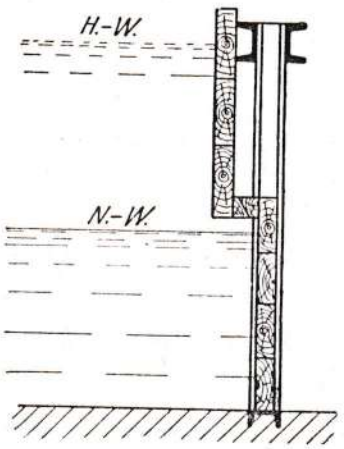


Fig 40. — Compuerta con mamparo fijo, en la parte superior, contra las avenidas: *H.-W.*, nivel de crecidas; *N.-W.*, nivel en estiaje.

Para el cálculo de las cremalleras en las compuertas de deslizamiento deben tomarse coeficientes de rozamiento muy elevados a causa de hallarse expuestas a todas las influencias atmosféricas; generalmente $\mu = 0{,}3 \div 0{,}5$.

En las de rodillos, habrá que tener en cuenta el rozamiento de los rodillos, con sus guiaderas, y el de los cojinetes de los rodillos.

B) Rejillas

Al explicar la disposición general de una instalación, en la figura 2, ya se dejó dicho que en toda conducción de aguas deben colocarse algunas rejas que eviten la entrada de los cuerpos extraños.

A la entrada del canal de conducción se encuentra en primer término, casi siempre, una reja espaciada que detenga los hielos, maderos y cosas análogas. Para este objeto debe ser lo suficientemente robusta y consiste muchas veces en trozos de carril espaciados de $30 \div 50$ cm. Algunas

veces se substituye esta reja por una construcción de verja flotante que resulta en general preferible, toda vez que la

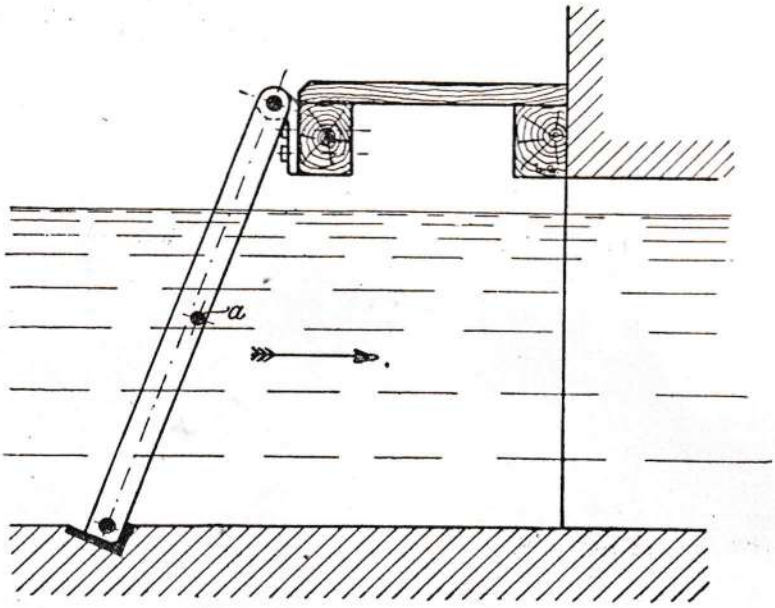


Fig. 41. — Rejilla para cámara de turbinas

reja fija en algunas circunstancias puede dificultar la libre entrada del agua.

Delante de la cámara de turbinas se necesita una rejilla más fina, que se forma con hierros planos en la forma representada en las figuras 41 y 42. Según las condiciones del agua se adopta una separación entre barrotes desde 100 hasta 20 mm. A menudo se fija esta separación por la Inspección del Estado, por ejemplo, en aguas de montaña, con el fin de impedir que puedan pasar los peces a su través. La unión de los barrotes se efectúa por medio de pernos manteniendo la debida distancia por trozos de tubo, como puede verse en la figura 42. Las uniones en la parte central de la rejilla, como, por ejemplo, la *a* de la figura 41, se desplazan hacia el borde de los barrotes a fin de que puedan éstos limpiarse fácilmente con un rastrillo. Se forman trozos de rejilla independientes, de 200 a 300 Kg de peso, lo que permite su colocación y desmontaje. Rejillas de grandes dimensiones

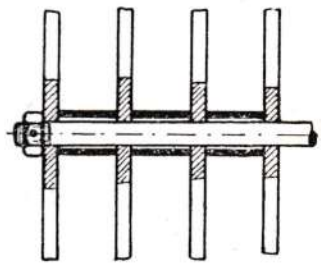


Fig. 42
Detalle de la construcción de una rejilla

requieren un muro especial de apoyo como el representado en la figura 38, a fin de resistir las cargas que en un momento dado pueden actuar sobre ellas.

El cálculo de las rejas se hace a la flexión, ya que están siempre expuestas a obstruirse formando entonces una

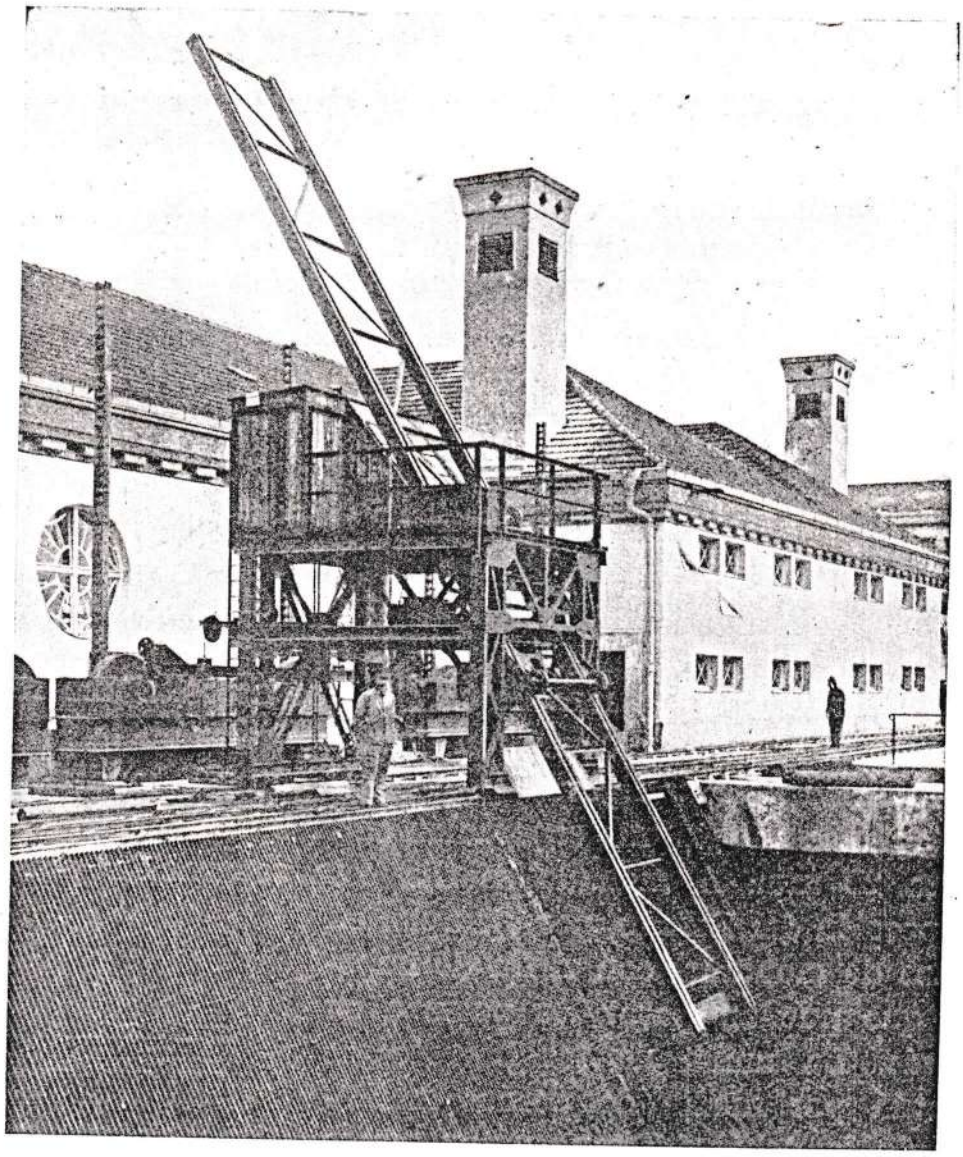


Fig. 43

pared continua; la carga se supone distribuída en la misma forma que se estableció para las compuertas en la figura 39.

Es de la mayor importancia la continuada limpieza de las rejillas. En las grandes centrales se instalan con este objeto máquinas especiales que substituyen el trabajo a mano, muy penoso.

La figura 43 representa una disposición de la M.A.N. Consta de un armazón transportable que lleva un rastrillo largo, pudiendo éste accionarse por medio de un electromotor que le hace subir, bajar y adoptar la inclinación deseada. Al subir, recoge el rastrillo toda la broza que obstruye la rejilla y la deposita en una vagoneta. Otra disposición, adoptada por *Escher-Wyss* y que puede verse en las

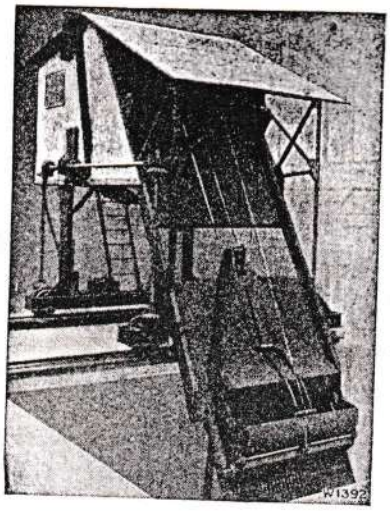


Fig. 44

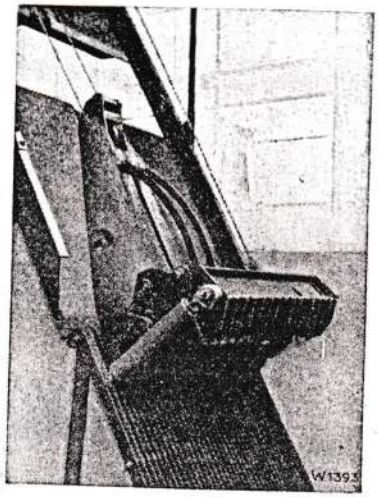


Fig. 45

figuras 44 y 45, lleva un pesado y ancho rastrillo que se desliza con rodillos a lo largo de la rejilla y al subir recoge la broza. El movimiento de subir y bajar se consigue por medio de un cable de acero arrollado a un cabrestante accionado eléctricamente. Por medio de otro cable se maniobra el rastrillo, que es basculante, a fin de que al llegar a la parte baja de la rejilla se introduzca entre los barrotes y al llegar a la parte superior se abra, dejando caer la basura recogida.

CAPÍTULO II

Generalidades sobre las turbinas

5. Condiciones que deben cumplir y clasificación de las turbinas

A) Se distinguen dos clases de motores hidráulicos: las *ruedas hidráulicas* y las *turbinas*.

En las *ruedas hidráulicas* obra el agua principalmente por su propio peso, llenando los espacios entre las paletas,

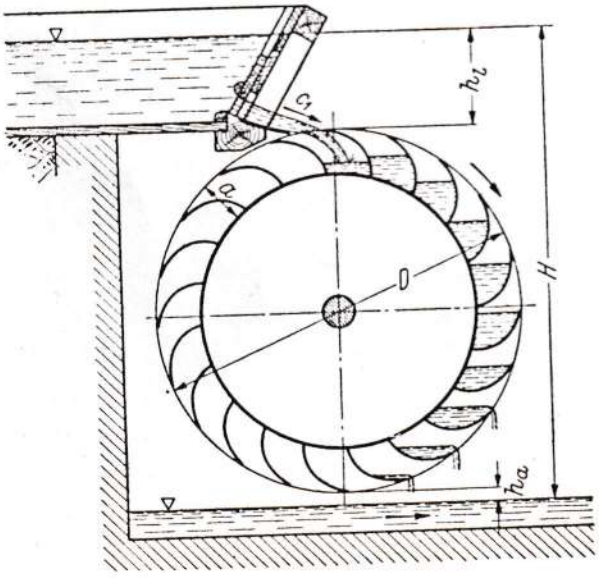


Fig. 46 *a*
Rueda hidráulica con alimentación superior

cuando éstas, en el sentido de giro de la rueda, se mueven hacia abajo (figs. 46 *a* y *b*). El diámetro D de la rueda crece con la altura del salto H, y el tamaño de los cajones

con el caudal Q, de tal forma que aun para potencias relativamente pequeñas resultan ya ruedas de muy grandes dimensiones. Esto se aprecia particularmente en los saltos de poca altura cuando se emplean las «ruedas inferiores» (figura 46 *b*) con las que sólo pueden conseguirse potencias pequeñas. Todas las ruedas hidráulicas trabajan con escaso número de revoluciones ($n = 4$ a 8 por minuto). El rendi-

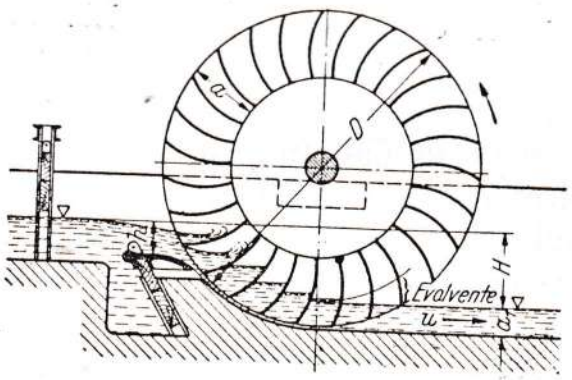


Fig. 46 *b*
Rueda hidráulica con alimentación inferior

miento no alcanza más allá del 75 % y por su poca velocidad requieren elevada multiplicación por engranajes, lo que aun hace descender al rendimiento.

En las *turbinas*, por el contrario, el agua sale de los álabes directores con una dirección y velocidad determinadas y en los álabes del rodete varía esta velocidad en magnitud y en dirección utilizando la fuerza viva del agua (párrafos **7** a **9**). El diámetro del rodete disminuye al aumentar la velocidad del agua, o sea al aumentar el salto, y se consiguen hasta con grandes caudales de agua dimensiones bastante reducidas para las turbinas. Como rendimiento de las turbinas puede hoy tomarse el 90 %, siendo tal el número de revoluciones que las transmisiones o las dínamos pueden acoplarse directamente o con escasa multiplicación.

B) Las condiciones que en la actualidad deben llenar los buenos motores hidráulicos son las siguientes:

1.ª Deben permitir el aprovechamiento de cualquier salto, cualesquiera que sean la altura y el caudal disponibles.

2.ª El aprovechamiento ha de efectuarse con rendimiento elevado, aunque sean variables las condiciones del salto (nivel y caudal) para que la instalación sea rentable en todos los casos.

3.ª El eje podrá disponerse horizontal o verticalmente según lo exija el acoplamiento directo a las transmisiones o a las dínamos.

4.ª La velocidad angular debe ser lo más alta posible para conseguir de este modo transmisiones mucho más ligeras.

5.ª Deben poderse regular bien, a fin de que sean tan adecuados como las máquinas de vapor, para el servicio de centrales eléctricas y otros usos.

6.ª Todos los órganos importantes, especialmente los que sirven para la regulación y para apoyo de los ejes, deben ser fácilmente accesibles.

Las turbinas actuales de tipo corriente, como las Francis, las de hélice y las ruedas tangenciales, cumplen todas estas condiciones perfectamente; en cambio las ruedas hidráulicas resultan ya inadecuadas a causa de su lentidud, su escaso rendimiento, que no excede del 75 %, y su pequeña velocidad angular, que suele ser de cuatro a ocho vueltas por minuto. Por eso las excluímos completamente del estudio que hacemos a continuación (1).

C) Clasificación de las turbinas. — Atendiendo a la dirección con que entra el agua en el rodete, se distinguen:

a) *Turbinas axiales*, en las que el agua entra en el rodete en la dirección del eje (fig. 47).

b) *Turbinas radiales* con entrada del agua en sentido radial, pudiendo no obstante efectuarse la salida en cualquier dirección (fig. 48).

c) *Ruedas tangenciales* con acción del agua en dirección de la tangente (fig. 55).

Con respecto al modo de obrar el agua, pueden también clasificarse en:

(1) No obstante existen aún muchas instalaciones en saltos pequeños de escaso caudal (según datos de la «Weltkraftkonferenz» de 1930, había en Alemania 37 000 ruedas hidráulicas con 297 000 caballos).

a) *Turbinas* de sobrepresión, denominadas también *de reacción* (fig. 49).

b) *Turbinas* de chorro, llamadas *de acción simple* o directa (fig. 50).

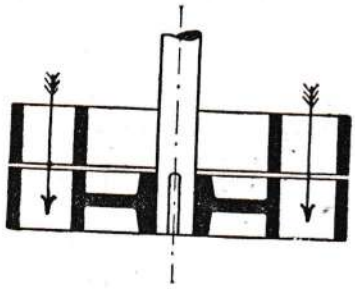


Fig. 47
Esquema de una turbina axial

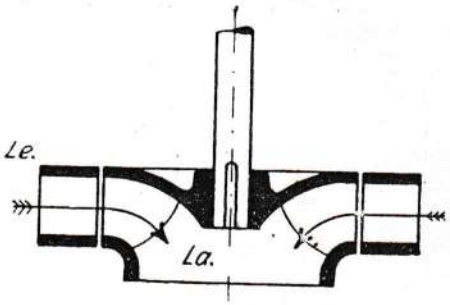


Fig. 48
Esquema de una turbina radial: *Le.*, corona directriz; *La.*, rodete

Estos dos tipos pueden tener la entrada del agua axial o radial, pero presentan caracteres distintivos que permiten separarlos radicalmente entre sí, como a continuación se expresa (1):

Turbinas de reacción

1. Entre la parte superior e inferior del rodete existe una diferencia de presión.

2. El agua tiene, al entrar en el rodete, energía cinética y energía potencial.

3. Al moverse el agua por los espacios que hay entre los álabes del rodete, que se encuentran llenos de agua, ocurre una aceleración por el aumento de presión; así, pues, en el mismo álabe se transforma aún parte de la energía potencial en cinética. El chorro de agua que sale, ejerce entonces una

Turbinas de acción simple

1. En la parte superior y en la inferior del rodete existe la misma presión, que es generalmente la atmosférica.

2. El agua, al entrar en el rodete, tiene únicamente energía cinética (párrafo 8).

3. Los filetes líquidos se mueven libremente a lo largo del álabe del rodete sin tocar la cara posterior del álabe inmediato; allí son desviados, determinando sobre la paleta una presión que se convierte en fuerza periférica (párrafo 9, A).

(1) El autor prescinde, con muy buen acuerdo, de las clasificaciones en turbinas de eje horizontal o vertical, así como las de admisión total o parcial que son puros detalles constructivos. También se clasifican las turbinas radiales por otros autores en centrífugas o centrípetas, indicando con esta subdivisión el sentido en que el agua se mueve al pasar de los álabes directores al rodete, si de dentro afuera o viceversa. — (N. DEL T.)

reacción sobre la cámara de álabes, cuya componente horizontal se convierte en una fuerza periférica (párrafo **9**, A).

4. Como signo exterior se añade el siguiente: el rodete se encuentra unido, en general, al canal de desagüe por un *tubo de aspiración*.

5. Resulta de aquí que se aprovecha todo el salto H, en parte por efecto de presión y en parte por efecto de aspiración.

6. Empleo lógico de este tipo de turbinas: especialmente en todos los aprovechamientos de pequeña o mediana altura.

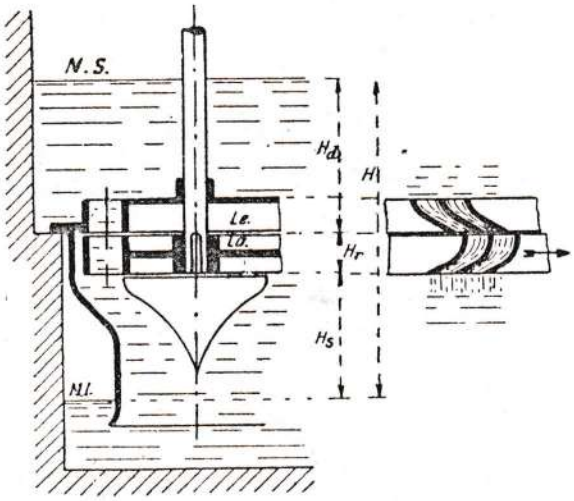


Fig. 49. — Esquema de una turbina axial de reacción: *Le.*, corona directriz; *La.*, rodete; H, salto útil; H_d, altura de presión; H_s, altura de aspiración; H_r, altura del rodete.

4. Signo exterior: el rodete no puede estar en contacto con el nivel inferior del agua, sino que ha de quedar libremente suspendido.

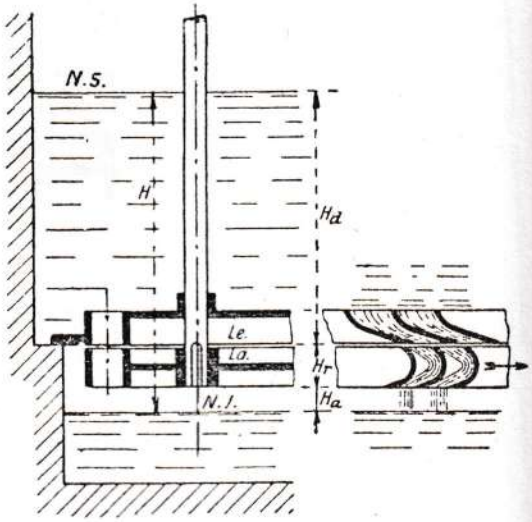


Fig. 50. — Esquema de una turbina axial de acción: *Le.*, corona directriz; *La.*, rodete; H, salto disponible; H_d, salto utilizado; H_r, altura del rodete.

5. Resultado: se aprovecha por regla general solamente H_d; las alturas H_r y H_a se pierden (fig. 50).

6. Se utilizará esta clase de turbinas en los grandes saltos, ya que en éstos la altura perdida $(H_r + H_a)$ resulta de muy escasa importancia.

6. Tipos de turbinas

A) Turbinas de reacción

Las primeras turbinas conocidas fueron del tipo de chorro, no empezando a emplearse las de reacción hasta principios del siglo XIX.

En 1833 inventó el francés *Fourneyron* la turbina que lleva su nombre (fig. 51), construyéndola de manera que el rodete se movía siempre sumergido en el agua, gracias al conocido principio de reacción que por primera vez se utilizaba.

El agua se mueve en sentido radial centrífugo, es decir, que el rodete director está en el interior de la rueda

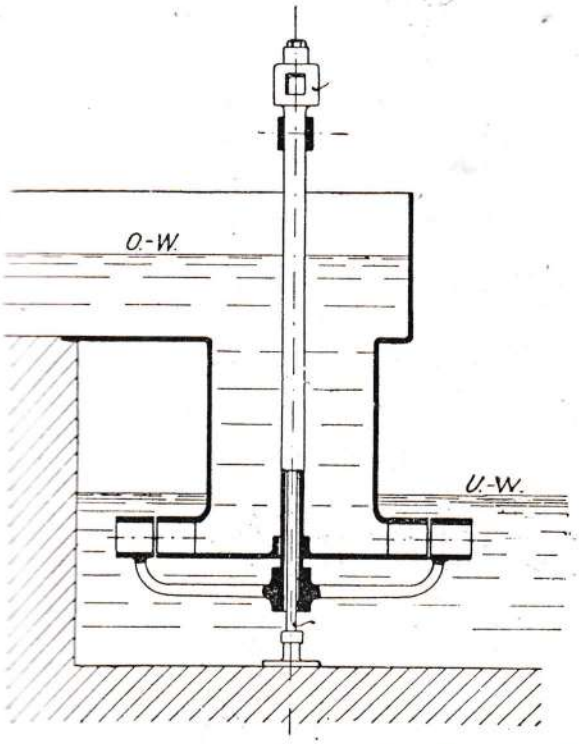


Fig. 51. — Turbina Fourneyron: *O.-W.*, nivel de aguas arriba; *U.-W.*, nivel de aguas abajo.

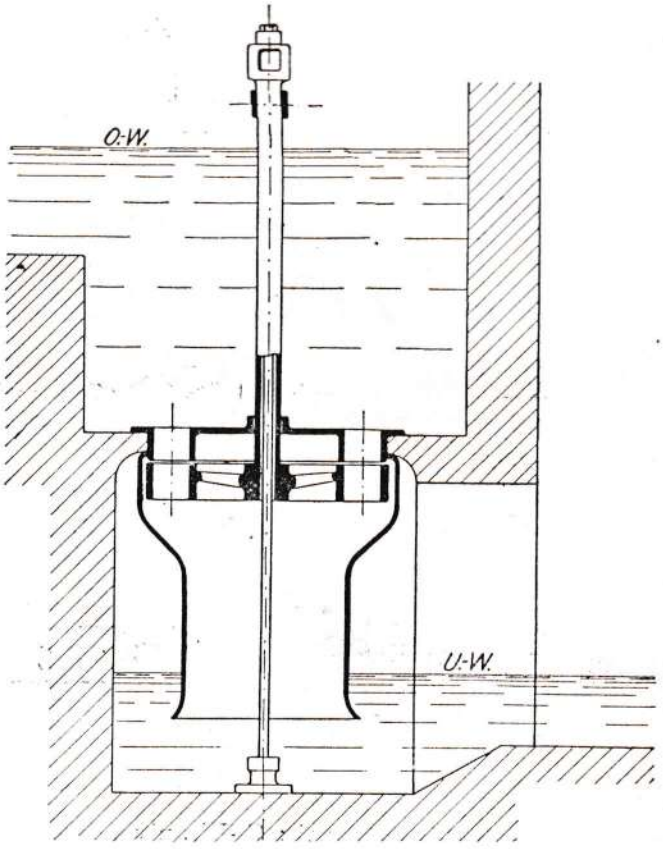


Fig. 52. — Turbina Henschel-Jonval: *O.-W.*, nivel de aguas arriba; *U.-W.*, nivel de aguas abajo.

móvil, por lo que resulta para ésta un diámetro relativamente grande. Ya no se construye este tipo de turbinas.

Algo más tarde se conoció también la aplicación del tubo de aspiración, empleado simultáneamente por los ingenieros *Jonval* y *Henschel* en sus turbinas (fig. 52). En estas turbinas el agua se mueve en dirección axial; tienen el inconveniente de que el rodete no resulta accesible y además el cambio de sección al pasar el agua del rodete al tubo de aspiración obra muy desfavorablemente originándose torbellinos. Tampoco estas turbinas se construyen en la actualidad.

Un desarrollo más completo recibieron las turbinas de reacción al idear el americano *Francis*, en el año 1849, una turbina radial, con tubo de aspiración y admisión centrípeta (fig. 53). Esta turbina resulta sumamente práctica tanto por las buenas condiciones en que el agua circula, como por su fácil acceso al rodete, regulabilidad y elevado

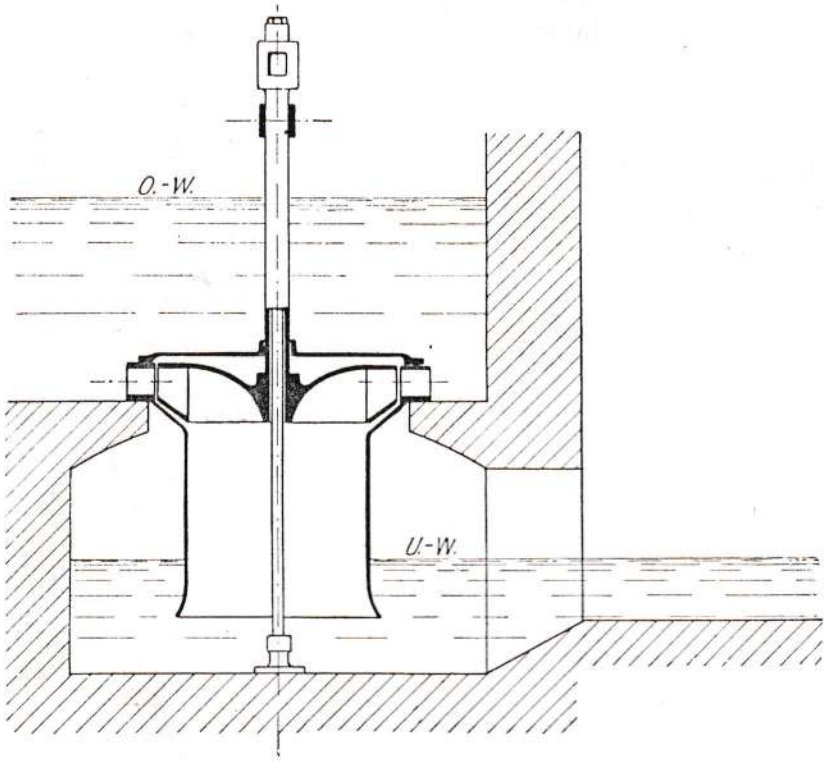


Fig. 53
Turbina Francis: *O.-W.*, nivel de aguas arriba; *U.-W.*, nivel de aguas abajo

número de revoluciones, siendo por esta causa el tipo más generalizado en las instalaciones actuales (véase capítulo III), habiéndose empleado para desniveles desde 0,50 hasta 180 m.

Para pequeñas alturas se emplea recientemente, en lugar de la Francis, una turbina ideada por el profesor *Kaplan* en 1912 y que se ha ido perfeccionando de día en día. Como indica esquemáticamente la figura 54, se conserva en este tipo la corona directriz de la turbina Francis, pero el agua al salir de los álabes se encuentra libre en una cámara y cambia allí su dirección 90º, saliendo en dirección axial y atravesando entonces un rodete que tiene una forma muy parecida a una hélice de barco. La turbina Kaplan

o turbina-hélice es, de las conocidas, la que alcanza mayores velocidades angulares, obteniéndose con ella rendimientos muy elevados y pudiéndose construir lo mismo para eje vertical que para eje horizontal (véase capítulo IV).

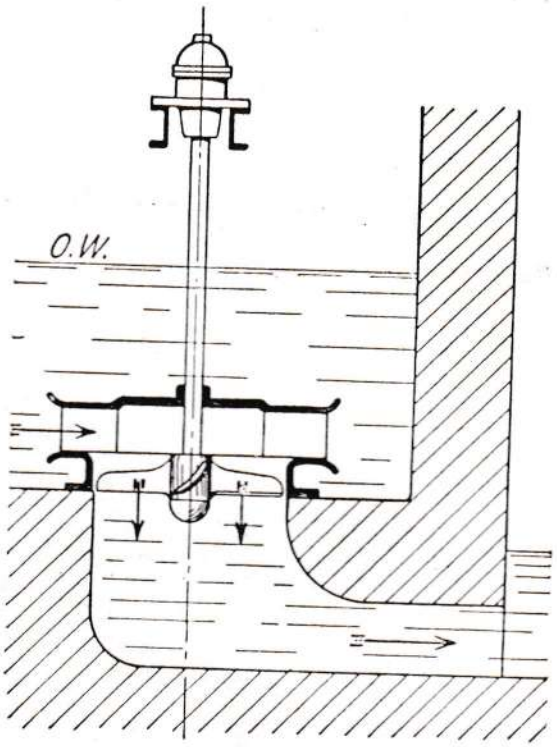


Fig. 54. — Turbina Kaplan

B) TURBINAS DE CHORRO

El empleo de estas turbinas comienza verdaderamente en el siglo XIX, si hacemos caso omiso de los modelos primitivos. Primero se empleó la rueda tangencial o «de cucharas», introducida por el ingeniero suizo *Zuppinger* en 1846; pero después, bajo las formas algo modificadas de la rueda tangencial o rueda Pelton (fig. 55), ha conseguido universal empleo, siendo la turbina más apropiada para grandes saltos (1). La admisión tiene lugar por una o más boquillas que lanzan el agua en dirección tangencial (véase capítulo V).

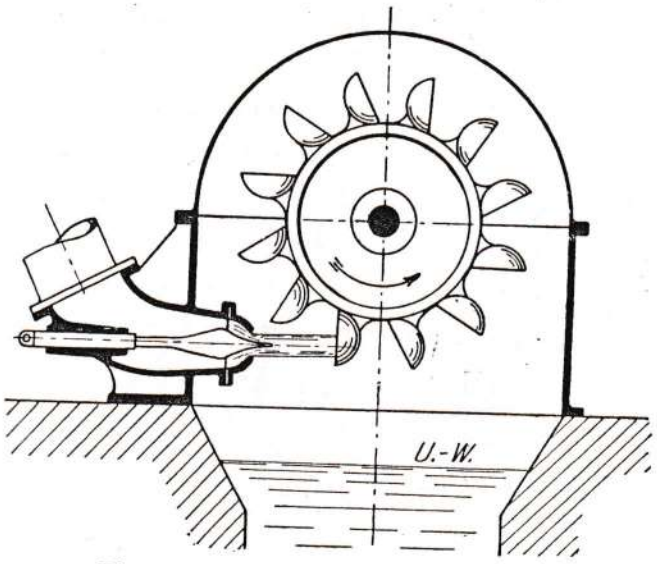


Fig. 55. — Rueda tangencial Pelton

En 1850 inventó el sajón *Schwamkrug* la turbina que lleva su nombre (figura 56), y que es en resumen una turbina radial y centrífuga que consta de una

(1) Se han llegado a construir ruedas tangenciales para saltos de 1650 m (salto de Fully, en Suiza).

sola boquilla para salida del agua; esta disposición se emplea

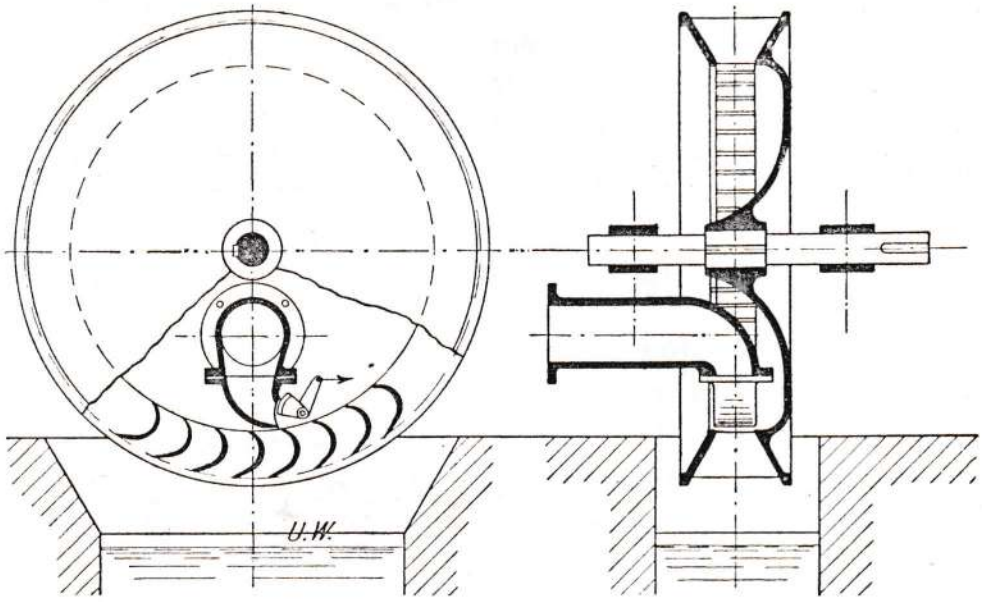


Fig. 56. — Turbina parcial Schwamkrug

hoy todavía con alguna frecuencia para grandes desniveles en casos en que el caudal de agua es reducido.

Como turbina de acción simple y de admisión total no podemos dejar de citar aquí la del francés *Girard*, inventada en 1863 y que durante muchos años representó un papel importantísimo en la cons-

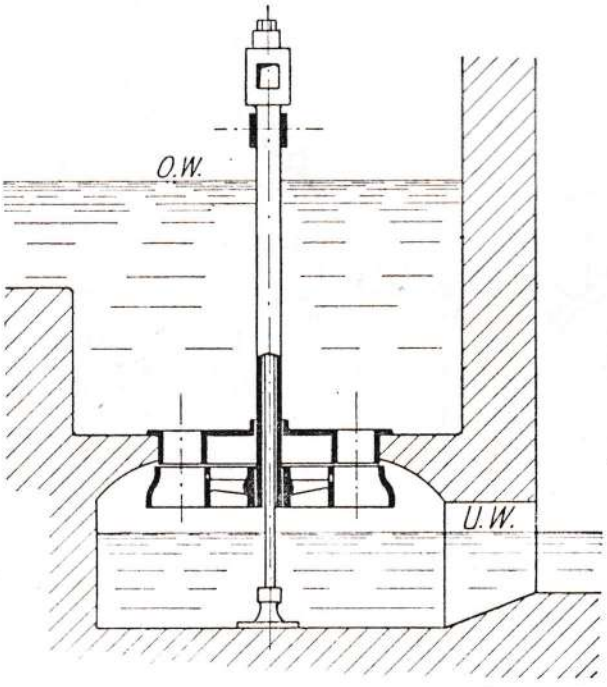


Fig. 57. — Turbina Girard: *O.-W.*, nivel de aguas arriba; *U.-W.*, nivel de aguas abajo

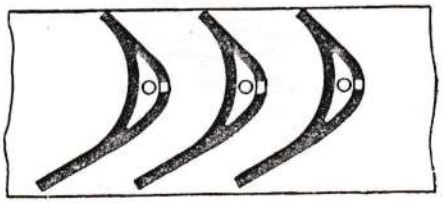


Fig. 58. — Rodete de una turbina Girard límite

trucción de turbinas. Es una turbina axial (fig. 57) cuyo rodete ha de quedar libremente instalado y fuera del agua, con los inconvenientes que ya se expresaron de pérdida de

salto y difícil acceso; no menor es el peligro de que al embalsarse el agua en el cauce de salida eleve su nivel y alcance al rodete, con lo que se perjudica notablemente el modo de funcionar y el rendimiento, y si se quiere evitar colocando el rodete a mayor altura disminuímos la altura útil del salto.

Para evitar estos inconvenientes se transformó la turbina Girard en la denominada *turbina límite* o *de combinación*. En su aspecto exterior, es exactamente igual a las

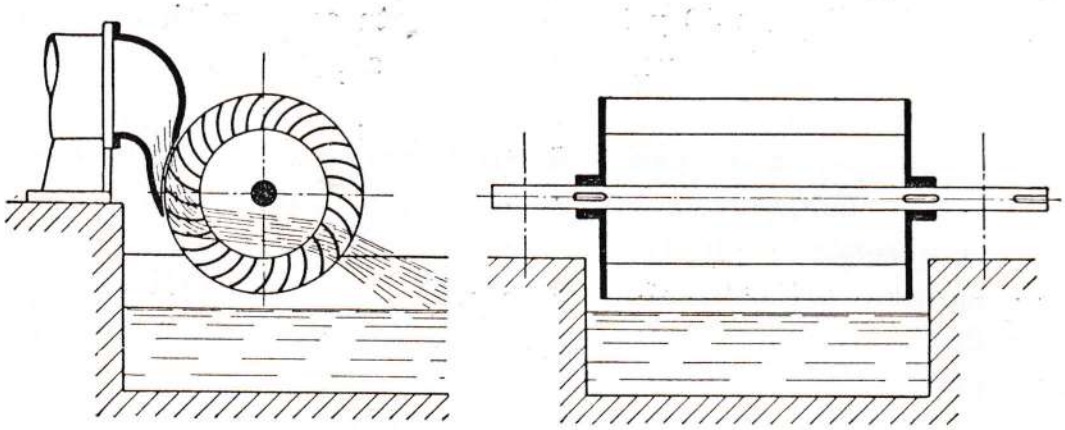


Fig. 59

turbinas Girard, sin otra diferencia característica que la forma de los álabes del rodete (fig. 58), que están provistos de unas espaldas o sillas que disminuyen la sección y hacen que el chorro vaya completamente guiado. En los casos normales, trabaja la turbina como las de acción simple, pero si sube el nivel y queda el rodete sumergido, entonces trabaja la turbina análogamente a una de reacción, aunque no en las mejores condiciones de rendimiento. Esta clase de turbinas no se construyen desde hace bastante tiempo.

Finalmente conviene mencionar una turbina que en los últimos tiempos se ha introducido con los nombres de turbina *Michell* y también *Banki*. Es una turbina de chorro en la que la admisión se efectúa primeramente por un aparato que dirige el agua hacia el rodete, construído en forma de tambor; el agua circula por los álabes de la izquierda (figura 59), sale de ellos con cierta velocidad y atraviesa el interior del rodete penetrando en los álabes opuestos y efectuando un nuevo trabajo. Esta turbina tiene la ventaja de poderse utilizar para saltos pequeños y grandes y para cau-

dales de importancia, toda vez que se instala a poca altura del nivel inferior y además el tambor puede tener la longitud que se desee. El rendimiento en ensayos de laboratorio alcanzó hasta 87 %, pero realmente escasean datos sobre el empleo práctico de este tipo de turbinas.

7. Movimiento del agua en las turbinas

En las figuras 49 y 52 se representa esquemáticamente una turbina axial de reacción; vamos a estudiar en ella el movimiento del agua.

Suponemos, desde luego, que de la cámara superior afluye constantemente el agua por un canal lateral (no representado en la figura) y, análogamente, que de la cámara inferior se escurre el agua, también con regularidad, de manera que los niveles del agua se mantienen a una altura constante.

Prescindiendo de la velocidad relativamente pequeña con que se mueve el agua en la cámara superior, se encuentra el líquido sometido a la presión H_d, en virtud de la cual sale de los canales directores con una velocidad determinada que llamaremos c_0 en metros por segundo.

Representa dicho valor c_0 una velocidad absoluta, es decir, la velocidad que sería apreciada por un observador fijo, y coincide su dirección, como indican las figuras 60 y 61, con la dirección de los álabes directores, formando el ángulo α_0 con el plano de separación del rodete (1).

El agua sale, pues, de la corona directriz con la velocidad c_0, encontrándose con el rodete, que si lo consideramos en servicio normal, se mueve ante ella con la velocidad tangencial u_1. Al entrar el agua en el rodete, se moverá dentro del mismo con una velocidad relativa w_1, que se deduce, de acuerdo con los principios de Mecánica, des-

(1) Las notaciones adoptadas para los ángulos y las velocidades son las usuales ya en todos los tratados de Hidráulica (Acuerdo del 26 de abril de 1926 tomado por la Comisión de Hidráulica). Representan: u = velocidad periférica, w = velocidad relativa, y c = velocidad absoluta. Los ángulos entre c y u se designan por α, y los ángulos de w con la contraria de u se indican con β. El subíndice 0 se refiere a la corona directriz, 1 a la entrada en el rodete, 2 a la salida del rodete, 3 al tubo de aspiración.

componiendo la velocidad absoluta $c_1 = c_0$ en dos componentes u_1 y w_1. Para que la *entrada* del agua en el rodete se efectúe *sin choques*, como se exige en la práctica, debe coincidir w_1 con la dirección de la paleta (ángulo β_1).

Si no coincidiesen ambas direcciones, tendría lugar entonces la *entrada con choque*. Caso, por ejemplo, de que por una descarga brusca aumente el número de revoluciones de la turbina, o sea que u'_1 tome un valor superior al normal, se deduce en seguida del paralelogramo de la

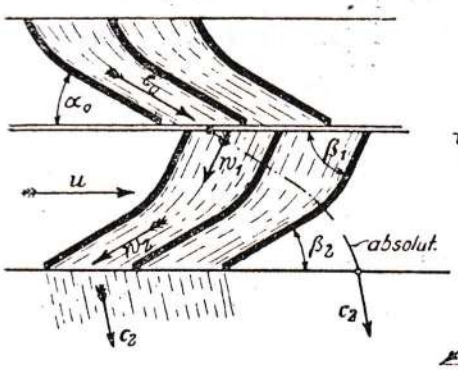
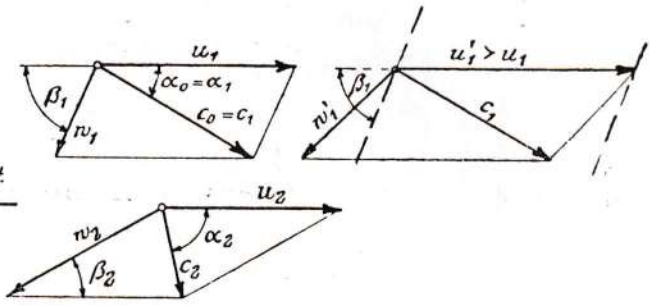


Fig. 60. — Trayectoria absoluta del agua en una turbina axial de reacción.



Figs. 61 a 63. — Composición de velocidades relativa y tangencial, a la entrada y salida de los álabes de una turbina axial de reacción.

figura 62 que el agua viene a golpear contra la cara posterior de las paletas, en la cual es súbitamente cambiada de dirección después del choque que tiene lugar. Estudiando el proceso con más exactitud, se desprende que, para un valor exagerado de u_1, el choque va dirigido en una dirección casi contraria a la de la fuerza tangencial, estableciéndose por tanto un límite en el aumento de velocidad. En realidad existe este límite para $u'_1 = 1{,}8 \div 2\ u_1$, o sea que para este valor se contrarrestan la fuerza de choque y la tangencial, variando a la vez las demás velocidades del paralelogramo en forma que no puede tener lugar un nuevo aumento de velocidad. Así, pues, una turbina, girando completamente en vacío y abandonada a sí misma sin regulación, no puede aumentar indefinidamente su velocidad angular, sino que alcanza a lo sumo dos veces su número de revoluciones normal.

Con la velocidad relativa w_1 entra el agua en las paletas del rodete, mientras éste se mueve además con la velo-

cidad periférica u_1. En los álabes tiene lugar ahora un progresivo cambio de dirección de los filetes líquidos, sufriendo w_1 una variación en magnitud y orientación, con lo cual la capacidad de trabajo del agua es transmitida a las paletas, como más adelante se detalla en **9**, B.

Al salir el agua del rodete tenemos, finalmente, lo que sigue: el agua sale con la velocidad relativa w_2 en la dirección marcada por los álabes (ángulo β_2), al paso que la paleta misma se mueve con la velocidad periférica u_2. Si se compone el paralelogramo con estas velocidades (fig. 63), se obtiene la resultante c_2 como *velocidad absoluta de salida*. Con esta velocidad sale efectivamente el agua del rodete, para entrar en el tubo de aspiración, o para caer directamente en el canal de desagüe, según los diferentes tipos de turbinas.

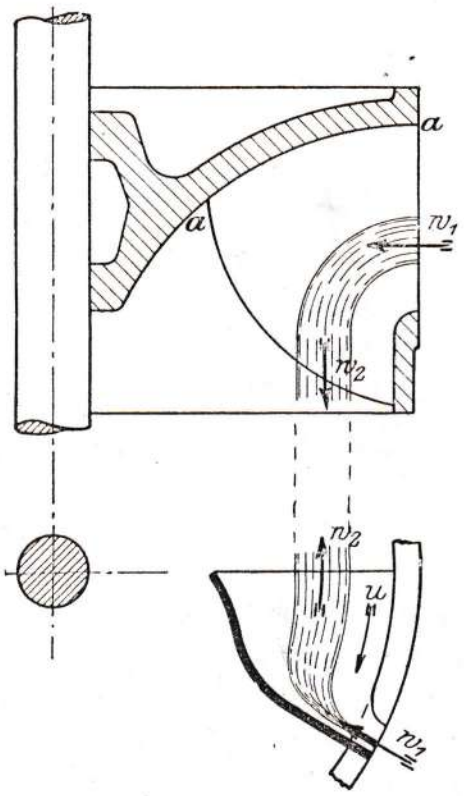


Fig. 64. — Trayectorias curvilíneas de los filetes líquidos en una turbina Francis moderna.

Si estuviésemos observando el movimiento del agua en una turbina transparente, es natural que no presenciaríamos remotamente nada de estas composiciones y descomposiciones de fuerzas de que acabamos de hablar. Veríamos únicamente entrar el agua por la parte superior del rodete con la velocidad $c_0 = c_1$ y salir por la parte inferior con la velocidad c_2, describiendo la trayectoria absoluta dibujada en la figura 60 con línea de trazos, toda vez que al ir descendiendo por los álabes del rodete se va desplazando éste en la dirección de la flecha u.

En las turbinas no es, desde luego, el proceso tan sencillo como parece resultar de la figura 60, pues nosotros hemos supuesto y aceptado que todos los filetes líquidos son guiados con regularidad y que las paletas tienen la misma forma en todo el ancho de la rueda, y estas condiciones

únicamente se verifican en los álabes directores de las turbinas modernas y algo, quizá, en los rodetes de las turbinas de chorro libre. En los rodetes de las modernas turbinas de reacción (turbinas Francis) encontramos, por el contrario, trayectorias de los filetes líquidos sumamente complicadas a consecuencia del alabeamiento de las paletas en diferentes planos, como indica la figura 64, en que se han dibujado algunos filetes en las dos proyecciones. A consecuencia de los cambios de dirección que sufren estos filetes en las diferentes orientaciones del espacio y de las diferencias de presiones que van ligadas con estos cambios, se hace imposible una apreciación exacta del verdadero movimiento del agua, y se recurre a diferentes hipótesis más o menos acertadas. Como esto ha de tratarse más a fondo al hablar de la construcción de las paletas en las turbinas Francis, séanos permitido no entrar aquí en más detalles y remitirnos al capítulo III.

8. Consideraciones generales de Hidrodinámica

a) Sea el depósito de la figura 65, al cual se adapta un largo tubo de salida con una sección cilíndrica y otra cónica. Coloquemos, empalmados sobre este tubo, diferentes tubitos de vidrio (piezómetros) y veremos que pronto se marcan en ellos las distintas alturas de presión. Mientras el orificio de salida se mantiene cerrado, estas alturas de presión son *estáticas* y se corresponden con la altura estática h, pero tan pronto como se abre la salida, baja el nivel del agua en los piezómetros hasta las alturas denominadas *dinámicas*

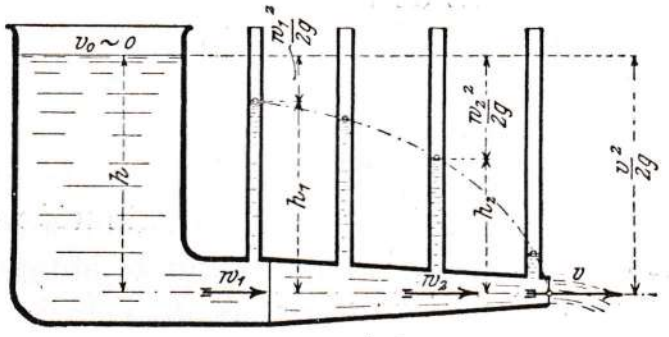


Fig. 65. — Salida del agua de un depósito, con orificio provisto de tubo adicional

que son h_1, h_2. En la abertura tiene lugar, ya que la salida es libre, la igualdad:

$$h = \frac{v^2}{2\,g}.$$

Como en el tubo cónico, a consecuencia del progresivo aumento de sección, la velocidad w_2 del agua debe ser menor que v, se verifica para uno cualquiera de estos puntos:

$$h_x = \frac{{w_2}^2}{2\,g} + h_2.$$

En el trozo cilíndrico:

$$h = \frac{{w_1}^2}{2\,g}\,h + h_1.$$

Se obtiene, pues, para un punto cualquiera del recorrido del agua, la igualdad:

altura estática = altura de velocidad + altura dinámica,

o referido nuevamente a la unidad de peso del agua ($q = 1$ Kg),

energía total = energía cinética + energía potencial.

La curva de trazos en la figura 65 expresa la disminución de las alturas dinámicas (desde la curva hasta el eje inferior), así como el crecimiento de las alturas de velocidad (desde la curva al eje superior), en el supuesto de que del rozamiento del agua en los tubos pueda prescindirse, por pequeño, y de que la disminución de sección del tubo sea lenta. En realidad, no se obtendrán con exactitud las alturas dinámicas ni las de velocidades porque una parte de la altura estática se consume en vencer todas las resistencias pasivas. De todos modos, la disposición de la figura 65 confirma una vez más el conocido principio de la «conservación de la energía», ya que lo que aparentemente se pierde en energía potencial se vuelve a encontrar en energía cinética, o ha sido utilizado para vencer ciertas resistencias y por tanto empleado en producir un trabajo.

b) Aplicando lo dicho en el párrafo *a)* al caso representado en la figura 66, se obtienen de nuevo las ecuaciones:

$$h = \frac{w_1^2}{2g} + h_1,$$

$$h = \frac{w_2^2}{2g} + h_2,$$

$$h = \frac{v^2}{2g}.$$

Ahora bien, debido al estrechamiento de la sección del tubo, que se continúa con un ensanchamiento de la misma, será la velocidad $w_2 > v$, con lo cual resulta forzosamente que h_2 en la segunda fórmula debe ser negativa y, por tanto, representa una altura de aspiración. Con esto se deduce que la velocidad de salida w_2 se ha hecho mayor que la que corresponde a la altura estática h, lo cual puede explicarse teniendo en cuenta que sobre las moléculas de agua obra, además de esta altura de líquido, la presión atmosférica equivalente a una columna de agua de 10,33 m. Así, pues, como máximo podría alcanzar w_2 un valor determinado por la expresión

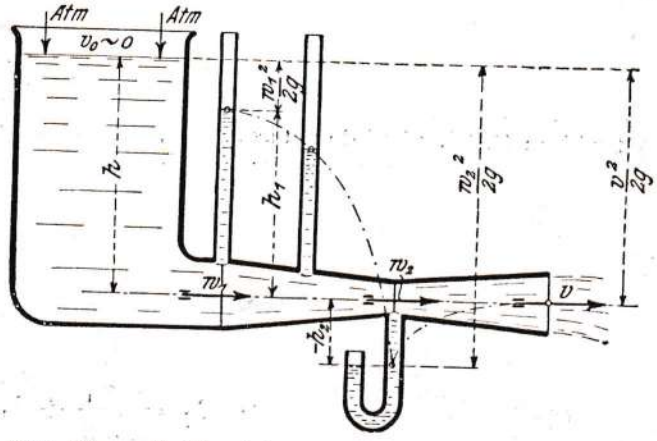


Fig. 66. — Salida del agua de un depósito, con orificio provisto de tubo adicional cónico seguido de boquilla divergente.

$$\frac{w_2^2}{2g} = h + 10{,}33$$

en la que se ha substituído h_2 por —10,33 m. Si se fuese disminuyendo la sección más y más, hasta alcanzar este valor-límite, nos encontraríamos con que, entrando aire por la boca del tubo cónico, los filetes líquidos dejarían de tocar en las paredes del mismo y la sección de w_2 haría de orificio de salida.

Hay que observar que estas consideraciones sólo tienen valor cuando el estrechamiento del tubo se efectúa paulatinamente y se prescinde de los rozamientos. En los cambios bruscos de sección tiene lugar, siempre, un choque por efecto de la inercia de las masas y, a consecuencia de esto, se encuentra una altura dinámica positiva en lugar de una altura negativa o de aspiración.

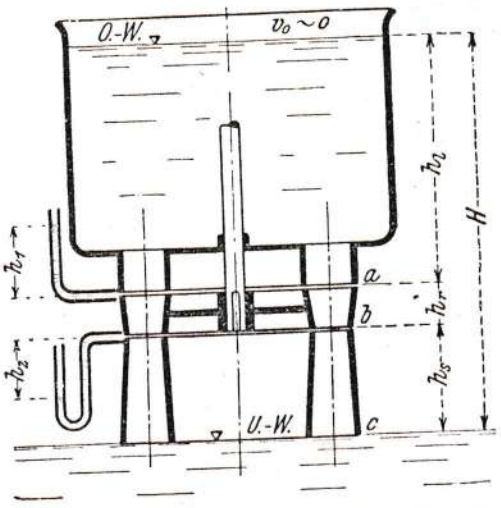


Fig. 67. — Circulación del agua en una turbina: *O.-W.*, nivel de aguas arriba; *U.-W.*, nivel de aguas abajo; *H*, salto útil.

c) Consideremos finalmente la disposición de la figura 67, estudiando los tres casos siguientes:

1. El agua circula a través de los canales sin rozamientos de ninguna clase y sin producir trabajo. Se obtiene entonces, según lo anteriormente dicho:

$$\text{en el plano } a): \quad h_l = \frac{w_1^2}{2g} + h_1,$$

$$\text{en el plano } b): \quad h_l + h_r = \frac{w_2^2}{2g} + h_2,$$

$$\text{en el plano } c): \quad h_l + h_r + h_s = \frac{v^2}{2g} = H,$$

o sea que en cada punto se puede aplicar, como siempre:

altura de presión estát. = *altura de veloc.* + *altura dinám.*

Gráficamente podría expresarse en un diagrama como el de la figura 68, en el que, siguiendo el camino del agua desde el nivel superior hasta el inferior, representan las abscisas el crecimiento constante de la altura estática y las variaciones de las alturas de velocidad y dinámica que, sumadas, dan la primera. Al entrar el agua en los canales del fondo del depósito (véase *a* en la figura y en el gráfico), se produce en seguida una súbita aceleración con la consiguiente disminución de la presión dinámica.

La altura h_1 será positiva o negativa según sea la situa-

ción del punto a con relación al nivel superior y al inferior del agua, dependiendo asimismo como ya sabemos de la dimensión del orificio de salida. La altura h_2 es en general negativa, y caso de que la velocidad w_2 varíe poco (o sea cuando $w_2 \sim v$) se deduce $h_2 = -h_s$ de las igualdades establecidas para los planos b y c. En este caso el piezómetro colocado en b señala la altura de aspiración h_s.

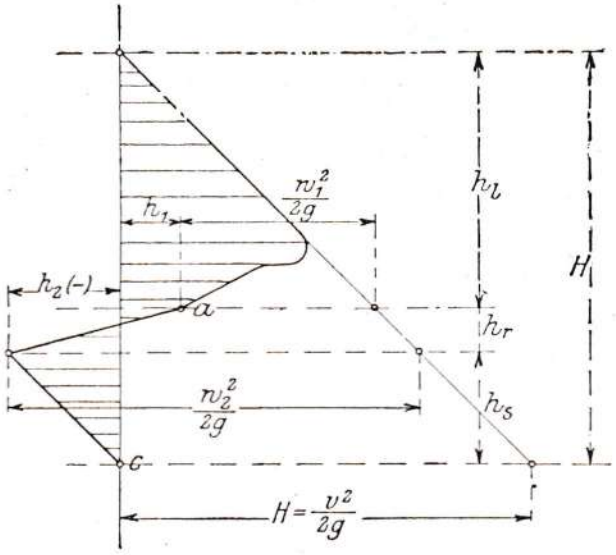


Fig. 68. — Diagrama de presiones en una turbina, suponiendo que el agua circulase sin rozamiento y sin producir trabajo.

Si referimos las tres igualdades a la unidad de peso de agua, se muestra nuevamente con ellas la transformación de la energía que allí se verifica. La ecuación establecida para el punto c daría a comprender que toda la capacidad de trabajo que tenía el agua, o sea H kilográmetros por cada kilogramo de agua, se ha transformado en energía cinética, siempre que el agua durante su salida no efectúe ningún trabajo exterior, ni tenga que vencer ninguna resistencia.

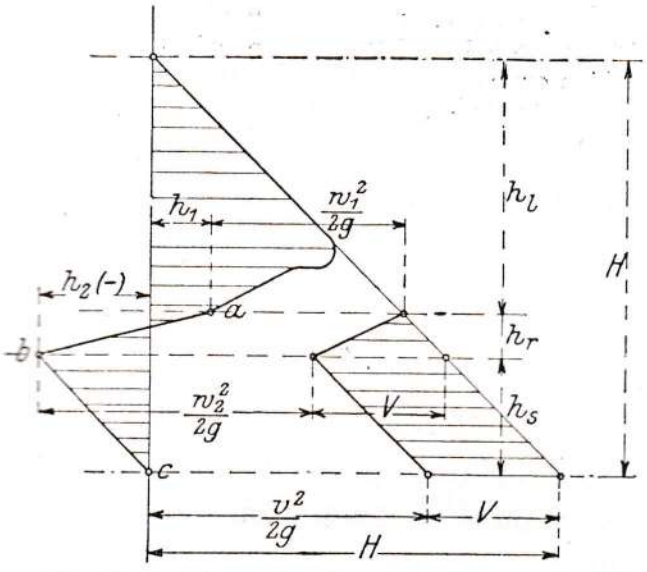


Fig. 69. — Diagrama de presiones en una turbina, teniendo en cuenta el rozamiento del agua y suponiendo que ésta no produce trabajo.

2. Entre los puntos a y b de la figura 67 se supone colocado un rodete fijo provisto de varias paletas, o bien un rodete de turbina sólidamente frenado, que opone al paso del agua una resistencia apreciable. Refiriendo a 1 Kg de

agua las pérdidas por rozamiento y estrangulación y denominándolas V, la ecuación establecida para el punto b se modificaría como sigue:

$$h_l + h_r - V = \frac{w_2^2}{2g} + h_2$$

y representado gráficamente obtendríamos el diagrama de la figura 69. Naturalmente, el valor de la velocidad w_2 disminuye a causa de las pérdidas que tenemos ahora en cuenta, y la velocidad de salida en c, en el extremo del tubo, se puede todavía calcular de

$$\frac{v^2}{2g} = H - V.$$

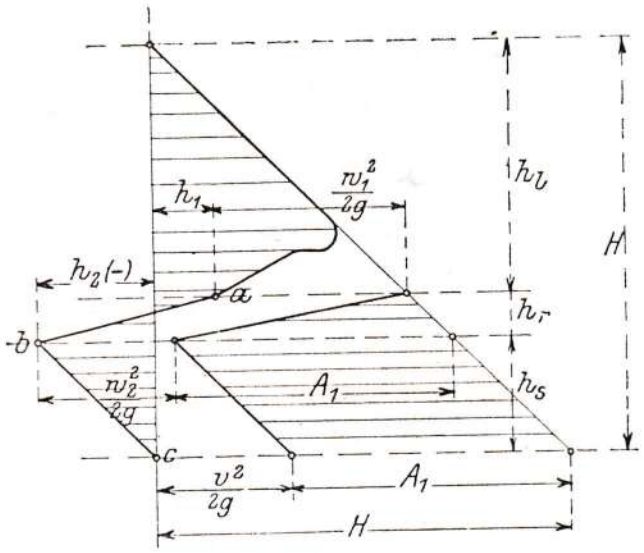


Fig. 70

Diagrama de presiones en una turbina cuyo rodete se halla funcionando

3. Entre los puntos a y b existe, finalmente, una rueda giratoria que absorbe, al cambiar la dirección del chorro de agua, cierta parte de su capacidad de trabajo, energía que referida a la unidad de peso podemos suponer designada por A_1. La igualdad para el punto b queda ahora así:

$$h_l + h_r - A_1 = \frac{w_2^2}{2g} + h_2,$$

y gráficamente se encuentra el diagrama de la figura 70. De este gráfico se obtiene para el punto c:

$$H = A_1 + \frac{v^2}{2g},$$

o también

$$\mathbf{A_1 = H - \frac{v^2}{2g}},$$

en que v es notablemente menor que lo que resultaba en el caso 1. Si las secciones de los orificios de salida se han con-

servado las mismas, resultará, para el último caso, con la menor velocidad una gran disminución en el gasto o cantidad de agua que circula por las paletas.

Este caso corresponde al *proceso de trabajo en las turbinas*. De qué modo se desarrolla la *capacidad de trabajo* del agua entre los puntos *a* y *b* (rodete de la turbina), es el asunto que se trata en el párrafo que sigue.

9. Potencia del agua en las turbinas

A) Presión por reacción de aceleramiento y presión del chorro

a) *Presión por reacción de aceleramiento o reacción del agua.* — Fijémonos primeramente en un *depósito fijo* como el de la figura 71, a través del cual pasa constantemente una cantidad de agua que representaremos por Q en metros cúbicos por segundo; llamemos w_1 a la velocidad de entrada, que suponemos vertical, y sea w_2 la velocidad con que sale el agua del depósito, después de haber cambiado de dirección. Para acelerar el agua de w_1 a w_2 se requiere, naturalmente, cierta fuerza (en nuestro caso emana de la presión estática) que provoca otra de reacción, igual y contraria, denominada aquí *presión de reacción por aceleramiento* o simplemente *reacción*, y que designaremos R, la cual obra sobre el depósito mismo y puede calcularse como sigue. Sabemos que

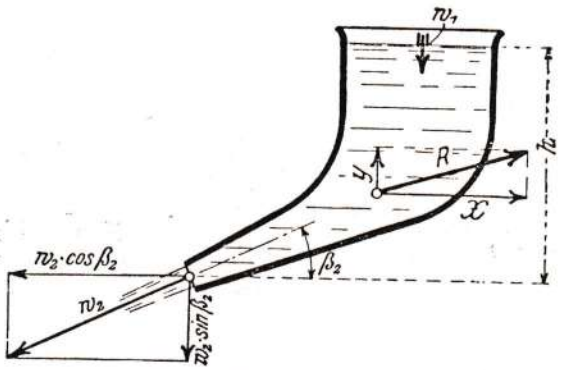


Fig. 71
Determinación gráfica de la reacción del agua que sale de un depósito fijo

$$\text{fuerza} = \text{masa} \cdot \text{aceleración},$$

o también

$$\text{fuerza} = \frac{\text{masa} \cdot \text{incremento de la velocidad en la dirección de la fuerza}}{\text{tiempo}}$$

Ahora bien, en la dirección horizontal tiene lugar una variación de la velocidad desde 0 hasta $w_2 \cdot \cos \beta_2$, mientras que la masa que hay que acelerar en la unidad de tiempo es $\frac{1000 \cdot Q}{g}$, estando Q expresado en metros cúbicos por segundo. Con esto, la fuerza necesaria en dirección horizontal para acelerar el agua será:

$$P = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - 0),$$

produciéndose una fuerza, igual y contraria, de reacción que obra sobre el mismo depósito (1) y vale:

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2.$$

En dirección vertical tiene lugar un incremento de velocidad de w_1 a $w_2 \cdot \operatorname{sen} \beta_2$, así que, del mismo modo, se obtiene para la reacción vertical:

$$Y = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (w_2 \cdot \operatorname{sen} \beta_2 - w_1),$$

que, según sean los valores de w_1 y w_2, puede estar dirigida hacia arriba (positiva) o hacia abajo (negativa).

La presión total R ejercida como reacción contra el depósito viene a ser, finalmente:

$$\mathbf{R} = \sqrt{\mathbf{Y}^2 + \mathbf{X}^2}.$$

El punto propio de aplicación de esta fuerza no puede realmente determinarse.

Sea ahora un depósito según la figura 72, análogo a la cámara entre paletas de una *turbina axial de reacción*, el cual se mueve en línea recta con una velocidad u. Supongamos que la velocidad relativa w_1 de entrada del agua forma un ángulo cualquiera β_1. El agua dentro de la cámara

(1) El producto de la masa por la velocidad w se designa en mecánica con el nombre de *cantidad de movimiento*, mientras que el producto de la fuerza P por el tiempo t se denomina *impulso de la fuerza*. Se verifica, pues,

impulso = cantidad de movimiento, ó $P \cdot t = M \cdot w$,

en el supuesto de que w llegue a anularse o parta de cero.

se acelera, como antes, de la velocidad w_1 a la w_2, para lo cual se requiere una fuerza de aceleración que depende aquí de la diferencia de presión total, entre los puntos de entrada y salida, en la cámara del rodete. La fuerza de aceleración que hemos indicado, origina en seguida contra el depósito una reacción igual a R.

Como de esta R sólo nos interesa su componente horizontal, que es la que determina el movimiento en la dirección de la velocidad u, procederemos como anteriormente

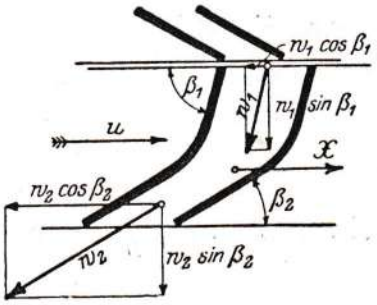


Fig. 72. — Determinación gráfica de la reacción del agua en las celdas del rodete de una turbina axial de reacción.

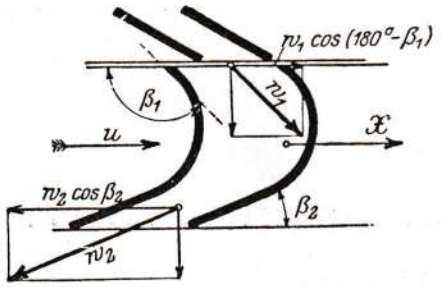


Fig. 73. — Determinación gráfica de la reacción del agua en una turbina de simple acción.

calculando que en la dirección horizontal tiene lugar un incremento de velocidad desde $w_1 \cdot \cos \beta_1$ en la entrada hasta $w_2 \cdot \cos \beta_2$ en la salida, y obtendremos:

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1).$$

La potencia cedida al depósito será, de esta manera, la siguiente:

$$\mathbf{A/seg = X \cdot u = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot u \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1)\ Kgm/seg,}$$

bastando multiplicar la fuerza por el camino recorrido en un segundo, o sea por la velocidad.

b) *«Presión del chorro» o presión por cambio de dirección.* — Veamos ahora un depósito (fig. 73) semejante a la cámara entre álabes de una *turbina de simple acción*, el cual suponemos que se mueve en línea recta con la velocidad u, mientras que de una boquilla especial sale constantemente el caudal Q dirigido contra las paletas o paredes

del citado depósito. Al moverse el agua por este depósito, se efectúa una variación continua de dirección en el chorro, que entra en la dirección w_1 para salir en la w_2. Los álabes van ejerciendo como un determinado empuje que obliga al chorro a variar su trayectoria, produciéndose de todos modos una reacción igual y contraria sobre los álabes, reacción cuya componente horizontal es en realidad la fuerza que tiende a mover el depósito en dirección de la velocidad u. Esta componente X se calcula como sigue.

Si se consideran, simplemente, los cambios de dirección del chorro en la paleta se ve que en dirección horizontal ha tenido lugar un incremento o variación de la velocidad que es en la parte superior $-w_1 \cos (180^\circ - \beta_1) = w_1 \cdot \cos \beta_1$ y en la parte inferior de la paleta $w_2 \cdot \cos \beta_2$. Como la masa de agua desviada en la unidad de tiempo es $\frac{1000\ Q}{g}$ se hace necesaria una fuerza, hacia la izquierda del dibujo, para producir la desviación, que vale

$$\frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1),$$

siendo este mismo valor el de la reacción X que buscamos.

La potencia que puede ser transmitida o cedida al depósito valdrá entonces:

$$\mathrm{A/seg} = \frac{1000 \cdot \mathrm{Q}}{\mathrm{g}} \cdot \mathrm{u} \cdot (\mathrm{w_2} \cdot \cos \beta_2 - \mathrm{w_1} \cdot \cos \beta_1)\ \mathrm{Kgm/seg.}$$

B) Ecuación fundamental de las turbinas

Se deduce de todas estas consideraciones que los conceptos «reacción» y «presión del chorro» dan, exactamente, los mismos valores en las ecuaciones finales. Ambos se traducen en reacciones ejercidas sobre las paletas, presentando entre ellos ligeras diferencias cuando se considera la naturaleza de la reacción producida.

En las *turbinas de reacción* tiene lugar, a causa del aumento de presión entre los puntos de entrada y salida, una aceleración de w_1 a w_2.

En las *turbinas de chorro* casi no se produce aceleración ninguna, pues el agua se despliega libremente por la paleta, y la velocidad de entrada w_1 se mantiene constante aproximadamente, de modo que $w_2 \cong w_1$. Aquí, en cambio, se hace precisa una *fuerza de desviación* que, para poder alcanzar un valor elevado, necesita a su vez que el ángulo de desviación sea muy grande.

La denominación «turbina de reacción» y hasta la de «turbina de acción» resultan, después de estas consideraciones, como se ve, no muy bien aplicadas y deberían evitarse.

La ecuación fundamental de las turbinas, que representa una ecuación de trabajo, resulta de las siguientes reflexiones.

Las consideraciones anteriores indican, claramente, que la forma de la desviación o aceleramiento del agua en los canales del rodete no representa, teóricamente, ningún papel y que más bien hay que atender a la magnitud del incremento o variación de la velocidad desde la entrada hasta la salida de las paletas.

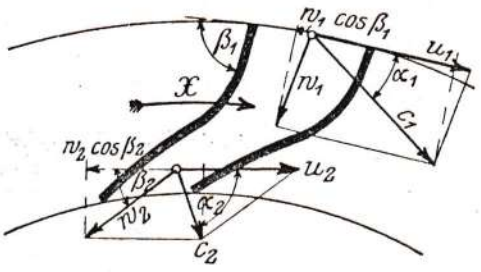


Fig. 74
Determinación gráfica de la reacción en una turbina radial

Observando el rodete de una turbina radial (fig. 74) y tomando las velocidades absolutas c_1 y c_2 con que entra y sale, respectivamente, el agua, habría que contar con una variación de velocidad de $-c_1 \cdot \cos \alpha_1$ en la entrada a $-c_2 \cdot \cos \alpha_2$ en la salida, de manera que se obtendría como fuerza tangencial:

$$X = 1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2).$$

No hay que determinar el punto de aplicación de esta fuerza, pues se trata de la acción de una fuerza en el camino comprendido entre los diámetros de entrada y salida. *Teóricamente* puede concebirse el proceso como si el agua, a su entrada en la paleta, perdiera repentinamente la componente $c_1 \cdot \cos \alpha_1$ de la velocidad, transmitiéndose en vir-

tud de ello al *perímetro exterior* de la rueda una fuerza $1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1$, y que a la *salida de la paleta*, por el contrario, reciba el agua la fuerza $1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2$. En la práctica no son posibles estos cambios instantáneos de velocidad (pérdidas por golpes de ariete), sino que la variación hay que concebirla de modo progresivo y uniforme.

Llamando r_2 y r_1 a los radios exterior e interior del rodete, tendremos el momento de giro o par motor:

$$(1) \qquad M = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot r_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot r_2) \quad (1).$$

Como la energía producida es el producto de M por la velocidad angular ω, y $r_1 \cdot \omega = u_1$, $r_2 \cdot \omega = u_2$, se tendrá:

$$(2) \qquad A/\text{seg} = 1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot (u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2),$$

que es la *ecuación general* de las turbinas. Es corriente expresar la energía producida por unidad de peso de agua, es decir, referirla a 1 litro/seg = 1 Kg/seg, o sea

$$(3) \qquad A_1 = \frac{u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2}{g}.$$

El primer miembro de esta ecuación tiene ahora que expresarse en función de magnitudes conocidas, que nos indiquen la capacidad de trabajo disponible. Según el párrafo **8**,

$$(4) \qquad A_1 = H - \frac{v^2}{2g}$$

(1) Esto sólo puede deducirse correctamente valiéndose de las matemáticas superiores. Como diferencial de la fuerza para la cantidad Q de agua por segundo, se tiene: $dX = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot d(c \cdot \cos \alpha)$, luego para el par motor se tendrá:

$$dM = d(X \cdot r) = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot d(c \cdot \cos \alpha \cdot r).$$

El par total resultará por integración:

$$M = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot \int d(c \cdot \cos \alpha \cdot r) = \frac{\gamma \cdot Q}{g} (c_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot r_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot r_2),$$

comprendiendo la integral todo el camino del agua desde la entrada hasta la salida del rodete.

nos expresa el aprovechamiento *ideal* de la capacidad de trabajo H de 1 Kg de agua, pues la energía $\frac{v^2}{2g}$ del agua que sale se pierde naturalmente. Para deducir el aprovechamiento *efectivo* hay que tener en cuenta además las pérdidas $\rho \cdot H$ por cambios de dirección y rozamiento dentro de la turbina, resultando una ecuación de la forma:

$$A_1 = H - \rho \cdot H - \frac{v^2}{2g}. \tag{5}$$

Todas estas pérdidas se expresan en la práctica por un coeficiente η_h, llamado **rendimiento hidráulico** de la turbina, que se determina por ensayos y que en las turbinas de reacción viene a ser

$$\eta_h = 0{,}85 \div 0{,}95.$$

En este coeficiente van incluídas, además de las pérdidas por rozamiento y remolinos, las correspondientes a las fugas de agua entre la directriz y el rodete, aunque éstas no afectan a H sino a Q. En η_h van incluídas, pues, *todas* las pérdidas hidráulicas dentro de la turbina. Se verificará, por lo tanto,

$$A_1 = \eta_h \cdot H,$$

e introduciendo este valor en la ecuación (3), tendremos la llamada **ecuación fundamental de las turbinas:**

$$\mathbf{c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 = \eta_h \cdot g \cdot H.} \tag{6}$$

Por lo general, el ángulo α_2 difiere poco de 90°, al menos con la carga normal (véase **13,** B), luego $\cos \alpha_2 \sim 0$ y puede despreciarse el segundo término del primer miembro de la ecuación (6), quedando simplificada en la forma

$$\mathbf{c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H.} \tag{7}$$

Esta ecuación sirve de fundamento al cálculo de *todas* las turbinas, si bien hay que observar que sólo es correcta cuando todas las venas de agua son desviadas uniformemente, es decir, si las paletas van próximas unas a otras. Pero aunque esto no se cumpla (por ejemplo, en las turbinas de hélice), la ecuación fundamental de las turbinas es

siempre un auxiliar valioso para investigar las condiciones *medias* de circulación.

Si llamamos c_{u1} a la componente de c_1 en la dirección de u_1, es decir al valor $c_1 \cdot \cos \alpha_1$, la ecuación fundamental adquiere la forma, con la que corrientemente se expresa,

$$\mathbf{u_1 \cdot c_{u1} = \eta_h \cdot g \cdot H.} \tag{8}$$

Esta ecuación nos dice que a igualdad de salto H puede aumentarse la velocidad periférica eligiendo un valor bajo para c_{u1}, o sea también para la velocidad absoluta c_1. Estas turbinas tienen una gran «reacción». Recíprocamente, el aumento de c_1 reduce la velocidad periférica y disminuye la reacción. Si se utiliza, pues, todo el salto para la producción de c_1, o sea si $c_1 \cong \sqrt{2\,g \cdot H}$, lo que aproximadamente ocurre en las turbinas de chorro libre, se llegará a la *mínima velocidad periférica alcanzable:*

$$u_1 \, mín \cong \frac{c_1}{2} \cong 2{,}1 \sqrt{H},$$

como veremos más detalladamente en el capítulo V.

10. Funcionamiento de las turbinas en saltos de características variables

A) Variación del número de revoluciones n

La ecuación fundamental determinada en el párrafo anterior

$$u_1 \cdot c_{u_1} = \eta_h \cdot g \cdot H$$

se refiere a un determinado desnivel H.

En los diferentes tipos de turbinas corresponde a esta altura H cierto número de revoluciones n que depende del diámetro adoptado para el rodete y de los ángulos de los álabes α_1 y β_1 obtenidos en el paralelogramo de fuerzas construído a la entrada del rodete como más adelante se detallará. Si un rodete ya construído trabaja con otro

salto H_1 girará a un número de revoluciones n_1 que puede deducirse de la proporción

$$n_1 : n = \sqrt{H_1} : \sqrt{H},$$

pues las velocidades, y por tanto los números de revoluciones correspondientes, varían en razón directa de las raíces cuadradas de las alturas de salto, ya que son de la forma $v = \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$.

Para un salto H_1 reducido a 1 m obtendríamos el número de revoluciones

$$\mathbf{n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}}. \tag{1}$$

B) Variación del caudal Q

Para un rodete conocido se verifica también la proporción

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H}},$$

puesto que al variar la altura del salto, varían todas las velocidades del agua en el interior de la turbina con la raíz cuadrada de H, según la conocida realción $v = \sqrt{2\,g\,H}$ que liga a la velocidad con el desnivel; luego, suponiendo la misma sección de salida o sea que permanezca ésta constante, resultan los caudales o gastos proporcionales a la velocidad y por tanto a la raíz cuadrada de la altura.

Para $\mathbf{H_1 = 1\ m}$ tendremos el caudal específico, o sea referido al salto unidad que valdrá:

$$\mathbf{Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}}. \tag{2}$$

C) Variación de la potencia N

La potencia efectiva de una turbina se determina, como sabemos, por la fórmula:

$$N = \frac{1000 \cdot Q \cdot H \cdot \eta}{75}.$$

Si esta turbina funcionase con un salto de H_1 en lugar de H, la potencia N_1 que se obtendría podría deducirse de la proporción:

$$\frac{N_1}{N} = \frac{Q_1 \cdot H_1}{Q \cdot H};$$

pero teniendo en cuenta que, según lo dicho en el apartado anterior, $\frac{Q_1}{Q} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H}}$, también podemos escribir:

$$\frac{N_1}{N} = \frac{\sqrt{H_1} \cdot H_1}{\sqrt{H} \cdot H} = \frac{\sqrt{H_1^3}}{\sqrt{H^3}}.$$

Refiriendo estas consideraciones al salto-unidad $\mathbf{H_1 = 1}$, la potencia específica sería:

(3) $$\mathbf{N_1 = \frac{N}{\sqrt{H^3}}}.$$

De las consideraciones expuestas en A), B) y C) se desprende la manera de funcionar una turbina cuando

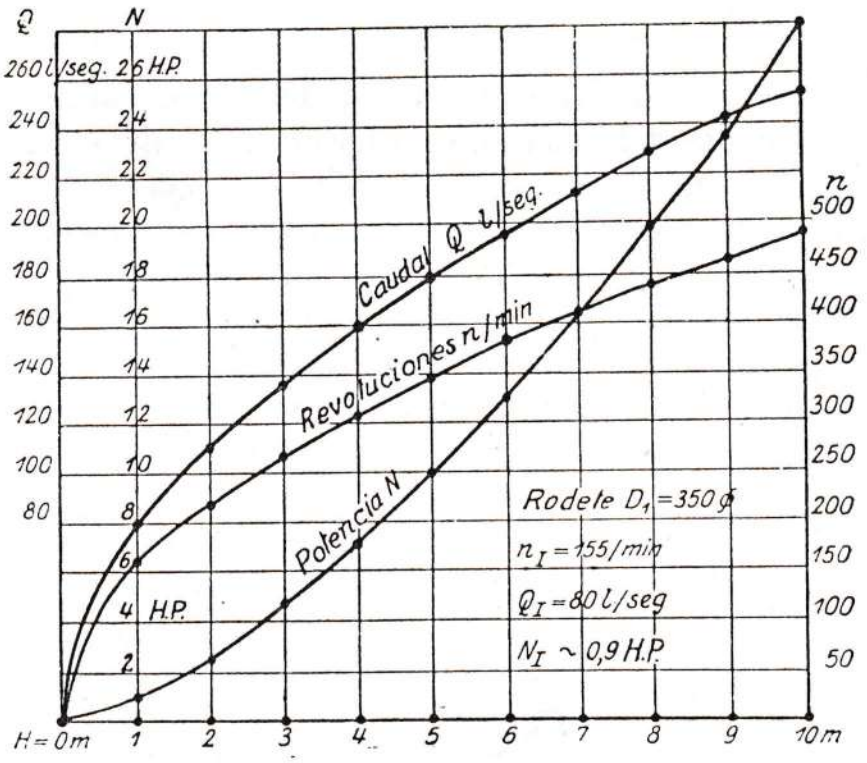


Fig. 75

se encuentra sometida a condiciones diversas, y estaremos en situación de apreciar las posibilidades de utilizar un

determinado rodete con diferentes saltos, caudales y potencias desde luego en circunstancias normales de carga y de admisión y sin considerar las modificaciones que introduce el mecanismo regulador, ya que éste puede hacer variar entre límites muy grandes tanto el caudal de agua admitido como la potencia producida (véase párrafo **16**).

Con todos estos valores para un rodete ya determinado podemos construir un gráfico análogo al de la figura 75, en el que se han representado las revoluciones n por minuto, los caudales Q en litros por segundo y las potencias N, que pueden obtenerse con una pequeña turbina Francis de 350 milímetros de diámetro de rodete, funcionando con desniveles H comprendidos entre 0 y 10 m.

En el diagrama se ve que la turbina en cuestión con $H = 1$ m sólo produce $N_1 = 0{,}9$ caballos con $n_1 = 155$, al paso que con $H = 6$ m obtenemos $N = 13$ caballos y $n = 380$ revoluciones por minuto.

11. Número específico de revoluciones n_s

El número de revoluciones llamado *específico* representa hoy un elemento auxiliar imprescindible para proyectar instalaciones hidráulicas, pues da indicaciones precisas que permiten determinar las turbinas más adecuadas para un salto de altura y caudal conocidos. Aparte esto, todos los tipos de turbinas se dividen según su número específico de revoluciones y ello constituye la base para establecer series de rodetes y catálogos con todas las características que interesan en la construcción de las turbinas.

Se comprende la idea del número específico al comparar el funcionamiento de turbinas semejantes.

Tomemos dos rodetes de construcción análoga pero de diámetro distinto, D_1' para el primero y D_1 para el segundo, y hagámoslos funcionar en el mismo salto, con lo que, siendo la misma la velocidad tangencial, el número de revoluciones será inversamente proporcional al diámetro Así, tenemos:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{D_1'}{D_1}.$$

Como los caudales de agua que pasarán por los rodetes, no variando H, crecerán con el cuadrado del diámetro, se verifica también:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{D_1'}{D_1} = \frac{\sqrt{Q_1}}{\sqrt{Q}}$$

y, multiplicando los dos términos del quebrado por $\sqrt{H}$, sale, finalmente:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{\sqrt{Q_1}\ \sqrt{H}}{\sqrt{Q}\ \sqrt{H}} = \frac{\sqrt{N_1}}{\sqrt{N}}.$$

Con la misma altura de salto los números de revoluciones de dos turbinas semejantes resultan inversamente proporcionales a las potencias desarrolladas por las mismas.

El número de revoluciones n de una turbina que diese exactamente $N = 1$ caballo podría obtenerse del n_1 de otra turbina semejante de potencia conocida N_1 según la proporción:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{\sqrt{N_1}}{\sqrt{1}}$$

suponiendo, naturalmente, que las dos turbinas trabajasen con el mismo salto.

Refiriendo esto finalmente al salto unidad, o sea en el que $\mathbf{H_1 = 1\ m}$, se obtiene:

(4) $$\mathbf{n_s = n_1 \cdot \sqrt{N_1}};$$

n_1 y N_1 tienen aquí los valores que se han deducido en las fórmulas (1) y (3) y n_s representa el *número específico de revoluciones*, que podemos definir como el número de revoluciones que daría una turbina semejante a la que buscamos y que diese precisamente un caballo de potencia con un desnivel de $H = 1$ m.

Al substituir los valores de (1) y (3) en la anterior fórmula, resulta:

$$n_s = \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \frac{\sqrt{N}}{\sqrt[4]{H^3}},$$

o mejor

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{H \cdot \sqrt[4]{H}}. \tag{5}$$

Como ya se explicó en el párrafo **6**, se construyen hoy solamente tres tipos de turbinas: ruedas tangenciales, turbinas Francis y turbinas de hélice.

Las ruedas tangenciales se emplean para grandes desniveles y caudales relativamente pequeños. El número de revoluciones resulta relativamente pequeño (véase capítulo V).

Las turbinas Francis se emplean en las condiciones más diversas, para desniveles pequeños y medianos hasta $H = 150$ m y más y para toda clase de caudales aun los mayores. Como se detalla en el capítulo III, se construyen turbinas Francis con rodetes de marcha lenta, normales, rápidos y extrarrápidos, diferenciándose unos de otros por la forma de la rueda y de las paletas.

Las turbinas de hélice y las Kaplan se utilizan en los pequeños desniveles para grandes caudales y alcanzan las mayores velocidades (véase capítulo IV).

Para estos tres tipos de turbinas, hoy en uso, se indican en el cuadro adjunto los números específicos de revoluciones n_s correspondientes.

n_s	TIPO DE TURBINA
12 ÷ 30	Rueda tangencial con una boquilla
30 ÷ 50	Rueda tangencial con varias boquillas
50 ÷ 100	Francis de marcha lenta (fig. 82)
100 ÷ 200	Francis normal (fig. 76)
200 ÷ 300	Francis rápida (fig. 78)
300 ÷ 500	Francis extrarrápida (fig. 79) o rápidas gemelas (fig. 148)
500 ÷ 1000	Turbina Kaplan y de hélice

El empleo de los números específicos se comprende mejor a la vista de algunos ejemplos.

1. Conocidos la altura y el caudal disponibles para una instalación que se ha de hacer, buscar la *turbina más adecuada para un determinado número de revoluciones.*

Tenemos, por ejemplo, $H = 8$ m y un caudal $Q = 55$ m^5/seg. Las turbinas deben en lo posible girar a razón de $n = 150$ revoluciones por minuto.

La potencia total alcanza, por lo menos, al valor $N = 10 \cdot Q \cdot H = 4400$ caballos (véase la página 8). De la fórmula (5) se deduce

$$n_s = 150 \cdot \frac{\sqrt{N}}{8 \cdot \sqrt[4]{8}} = 150 \cdot \frac{\sqrt{N}}{13{,}6} = 11 \cdot \sqrt{N}.$$

Si adoptamos, pues, unidades de 400 caballos resultaría

$$n_s = 11 \cdot \sqrt{400} = 220,$$

o sea, de acuerdo con la tabla anterior, deberíamos proyectar turbinas Francis con rodete rápido.

Si preferimos unidades de mayor potencia, por ejemplo, 1100 caballos, entonces obtendremos

$$n_s = 11 \cdot \sqrt{1100} = 365,$$

o sea que debemos emplear turbinas extrarrápidas.

Si queremos, finalmente, instalar sólo dos turbinas (aparte otra de reserva), como es hoy práctica muy corriente en centrales eléctricas, resultarían potencias unitarias de 2200 caballos y entonces

$$n_s = 11 \cdot \sqrt{2200} = 515,$$

lo que indica que deberíamos recurrir a las turbinas Kaplan.

2. Conocidos la altura y el caudal, se desea saber el *tipo de turbina más adecuado cuando existe la posibilidad de emplear diferentes velocidades.*

Datos $H = 40$ m y $Q = 0{,}2$ m^3, lo que nos da $N = 80$ caballos con un rendimiento $\eta = 0{,}75$.

Resulta de todo esto

$$n_s = n \cdot \frac{\sqrt{80}}{40 \cdot \sqrt[4]{40}} = 0{,}09 \cdot n.$$

Si vamos ahora calculando n_s para diferentes valores de n obtenemos:

Para $n = 100$/min, $n_s = 9$, valor absurdo, que no puede tomarse en consideración,
$n = 200$/min, $n_s = 18$, o sea rueda tangencial con una boquilla,
$n = 400$/min, $n_s = 36$, o sea rueda tangencial con dos boquillas,
$n = 600$/min, $n_s = 54$, o sea turbina Francis lenta,
$n = 1200$/min, $n_s = 108$, o sea turbina Francis normal.

Si la cuestión primordial que nos interesa es obtener una instalación sencilla, nos decidiremos por una rueda tangencial, en cambio, si se desea un elevado número de revoluciones como sería el caso si queremos accionar un generador eléctrico, proyectaremos una turbina Francis. Esto lo podemos resolver en cada caso según las especiales circunstancias del mismo.

3. Conocidos el salto y el caudal, se desea saber el tipo de *turbina para obtener la máxima velocidad angular.*

Sea, por ejemplo, $H = 10$ m, $Q = 3$ m³/seg y por tanto $N \cong 320$ caballos.

De la fórmula se obtiene

$$n = n_s \cdot \frac{H \cdot \sqrt[4]{H}}{\sqrt{N}} = n_s \cdot \frac{17{,}8}{17{,}8} = n_s$$

y entonces

a) Turbina Francis normal con $n_s = 150$, dará $n = 150$/nin.
b) Turbina Francis rápida con $n_s = 250$, dará $n = 250$/min.
c) Turbina Francis extrarrápida con $n_s = 450$, dará $n = 450$/min.
d) Turbina Kaplan con $n_s = 600$, dará $n = 600$/min.

La última turbina es la que permite obtener un número de revoluciones más elevado y por tanto una instalación más reducida.

CAPÍTULO III

Turbinas Francis

12. Formas constructivas

La turbina Francis, como ya se indicó en el anterior capítulo, puede construirse de tipo lento, normal, rápido y

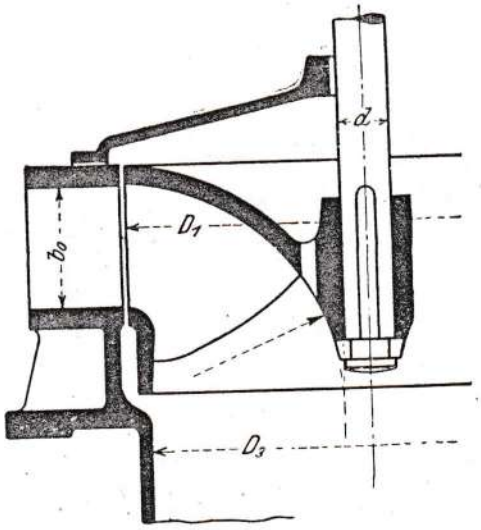


Fig. 76
Turbina Francis moderna, de velocidad normal, $n_s = 100 \div 200$

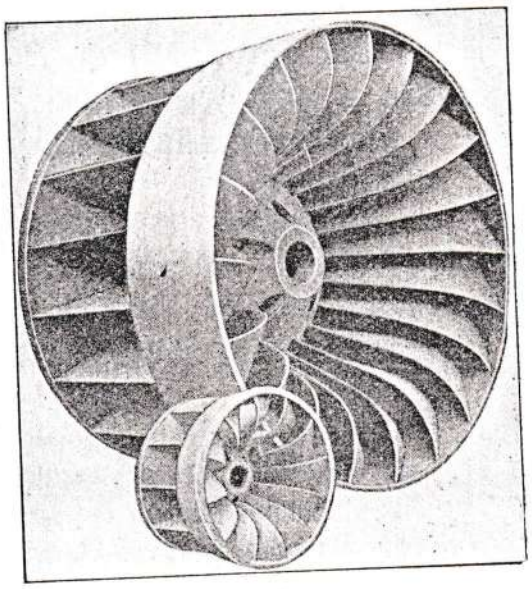


Fig. 77
Rodetes de turbinas Francis modernas, de velocidad normal

extrarrápido, diferenciándose unas de otras en la forma del rodete.

El tipo *normal* (figs. 76 y 77) tiene un rodete en el cual el diámetro de entrada D_1 es ligeramente superior al del tubo de aspiración D_3. El agua atraviesa las dos coronas del rodete y es desviada de la dirección radial, con que

sale de los álabes directores, a la axial, con la cual entra en el tubo de aspiración. Entre las dos coronas del rodete se fijan las paletas o álabes que en general son de plancha de acero y se hallan aprisionadas al fundir dicho rodete. Según se haya adoptado el diámetro D_1 en relación con D_3 y dependiendo también del valor del ángulo β_1 (entrada en el rodete, véase párrafo **13**), se alcanza un número específico de revoluciones $n_s = 100 \div 200$.

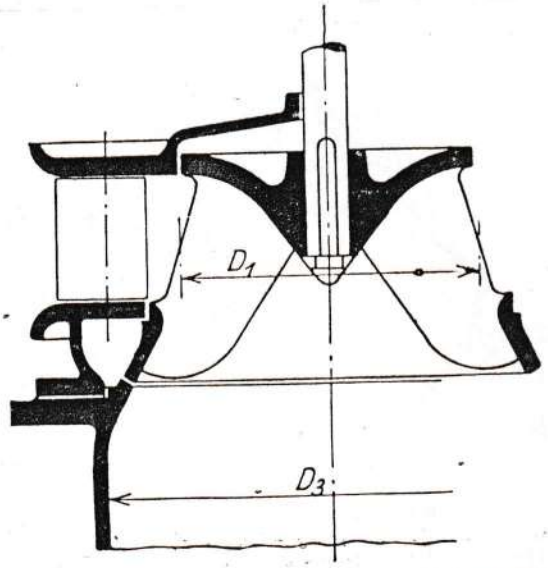


Fig. 78. — Rodete rápido, $n_s = 200 \div 300$

Mayores velocidades para la misma altura de salto se obtienen con las turbinas rápidas (fig. 78), llegando a valores de $n_s = 200 \div 300$.

El diámetro del rodete resulta menor que el del tubo de aspiración y el cambio de dirección del agua se efectúa más

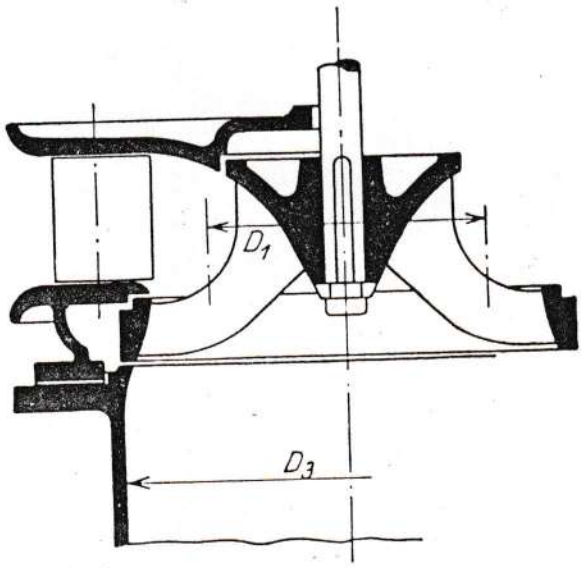


Fig. 79

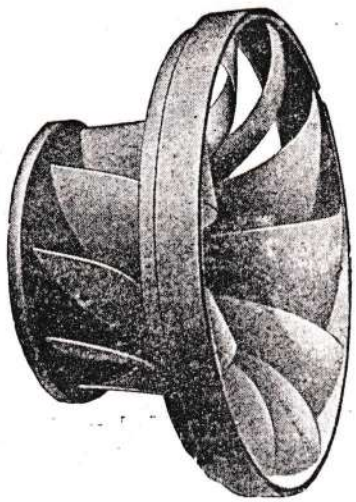


Fig. 80

Rodete extrarrápido, $n_s = 300 \div 500$

bruscamente que en las turbinas normales, sobre todo en los tipos en que la corona exterior del rodete se presenta oblicua. El ángulo de entrada β_1 se dispone en general con

un valor inferior al de los rodetes normales, lo cual, agregado a la disminución del diámetro, contribuye a que se aumente el número de revoluciones (párrafo **13**). Así como en las turbinas normales el agua al salir de la corona fija pasa inmediatamente al rodete, en las rápidas se deja ya de propósito un espacio o huelgo bastante grande entre el rodete y las paletas directrices, sin que tenga ello ninguna influencia sobre el rendimiento.

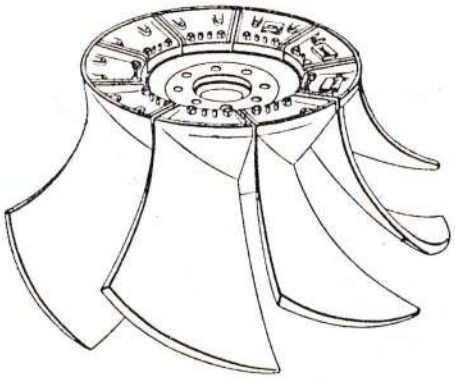


Fig. 81
«Hélice oblicua», $n_s = 400 \div 500$

Con la tendencia a ir aumentando cada vez más la velocidad y acortar al propio tiempo los álabes del rodete a fin de disminuir los rozamientos, se ha llegado finalmente a formas de rodete (figs. 79 y 80) que se designan con el nombre de extrarrápidos. Se llega en estos rodetes a números específicos de revoluciones $n_s = 300 \div 500$. El agua entra como antes en dirección radial y recorre cierto espacio sin paletas antes de alcanzar

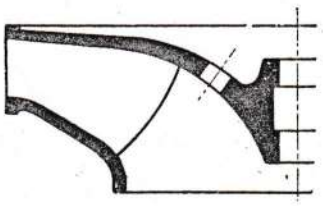


Fig. 82. — Rodete de una turbina Francis «lenta», para gran salto, $n_s = 50 \div 100$.

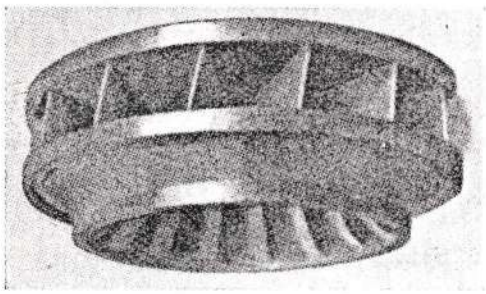


Fig. 83

la entrada del rodete. Como en todo ese espacio se suprime en absoluto el rozamiento con las paletas, se consigue una elevación del rendimiento. Como se ve bien en la figura 80, las paletas forman un ángulo agudo con la dirección de la marcha.

En la fabricación no suele hoy hacerse diferencia en las designaciones, sino que todos los rodetes (figs. 78 a 80) se denominan *rápidos*. La diferencia estriba únicamente en

el número específico de revoluciones n_s. En los rodetes rápidos con elevado n_s se ha llegado a suprimir la corona exterior, con lo que se ha conseguido una mejora en el rendimiento. El rodete afecta la forma indicada en la figura 81, quedando las paletas fijas al núcleo por un extremo tan sólo. Este modelo de turbina puede considerarse como la transición a las turbinas de hélice y se conoce con el nombre de *turbina de hélice oblicua* (patente *Lawaczek*, véase también el párrafo **21**).

En los grandes saltos se emplean finalmente los rodetes lentos (figs. 82 y 83). Con ellos se tiende a disminuir el crecido número de revoluciones que alcanzaría un rodete normal y para ello se aumenta el diámetro en relación con el del tubo de aspiración y se aumenta también el ángulo de entrada β_1.

Se llega de este modo a los valores más pequeños posibles del número específico de revoluciones: $n_s = 50 \div 100$.

13. Fundamentos generales para el cálculo de las turbinas Francis

A) Rodete. Influencia del ángulo β_1 sobre la forma de los álabes y la velocidad

Como ecuación fundamental para el cálculo de una turbina hemos deducido ya en el párrafo **9**:

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H,$$

que también se emplea en la forma

$$u_1 \cdot c_{u1} = \eta_h \cdot g \cdot H$$

si se supone que el ángulo de salida α_2 que forma la velocidad absoluta c_2 difiere poco de 90°, como ya se hizo notar.

El rendimiento hidráulico puede muy bien aceptarse en turbinas modernas

$$\eta_h = 0.85 \div 0{,}95.$$

Es de gran influencia sobre la velocidad tangencial, y por tanto sobre el número de revoluciones de una turbina

Francis, la determinación del ángulo β_1 de entrada en el rodete.

a) En turbinas normales (fig. 76) se adopta por lo regular $\sphericalangle \beta_1 = 90^o$, y como el paralelogramo de la figura 84 deja ver $c_1 = \dfrac{u_1}{\cos \alpha_1}$, lo cual substituído en la ecuación principal dará

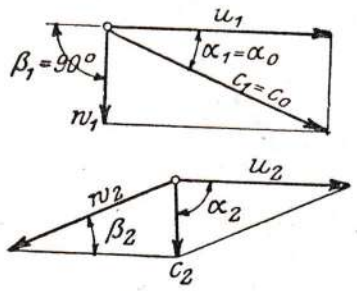
$$u_1^2 = \eta_h \cdot g \cdot H,$$

en el caso de que aceptemos $\eta_h = 0{,}88$ resulta:

$$\mathbf{u_1 = 2{,}94 \cdot \sqrt{H,}}$$

que es a lo que se reduce la ecuación para una turbina en el caso de que sea $\beta_1 = 90^o$, con lo cual se simplifican mucho los cálculos.

El agua entra con la velocidad relativa w_1 en las paletas del rodete (fig. 86), recibe allí una aceleración siendo



Figs. 84 y 85. — Paralelogramo de velocidades a la entrada y a la salida del rodete de una turbina Francis de velocidad normal.

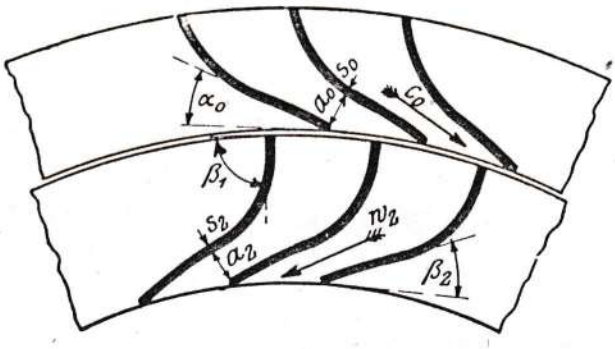


Fig. 86
Corte horizontal de la corona directriz y del rodete de una turbina Francis de velocidad normal.

además desviada de su dirección y sale finalmente con la velocidad w_2 bajo el ángulo β_2. La forma de las paletas está determinada en su parte principal por los ángulos de entrada y salida que a su vez se deducen de los paralelogramos de velocidades.

b) Si se disminuye el ángulo β_1 se obtiene para los mismos valores de H y de α_1 un valor menor para c_1, pero en cambio resulta mayor la velocidad tangencial u_1 toda vez que la ecuación fundamental sigue cumpliéndose.

Obtenemos ahora el paralelogramo en la forma que representa la figura 87 y para turbinas rápidas se llega hasta $\beta_1 = 45^\circ$, con lo cual si adoptamos para α_1 unos 35° resulta:

$$u_1 = 3{,}9 \cdot \sqrt{H}.$$

Rebajando aún más el valor de β_1 hasta unos 25° y elevando a la vez α_1 podemos alcanzar como máximo

$$u_1 \leqq 5 \cdot \sqrt{H}.$$

Los conductos entre las paletas resultan entonces muy largos y estrechos, como indica la figura 88, y como consecuencia las pérdidas por rozamiento son relativamente altas, lo que empeora el rendimiento. Los rodetes trabajan en este caso, como ya se indicó al final del párrafo **9**, B, con mucha sobrepresión o reacción, produciéndose grandes aceleraciones en los conductos.

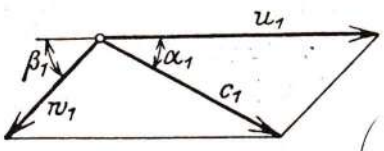


Fig. 87

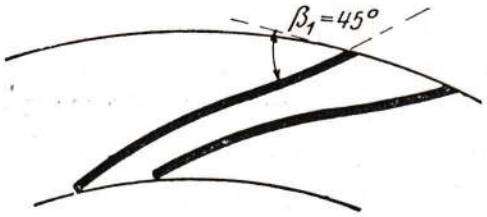


Fig. 88. — Corte horizontal del rodete de una turbina Francis «rápida»

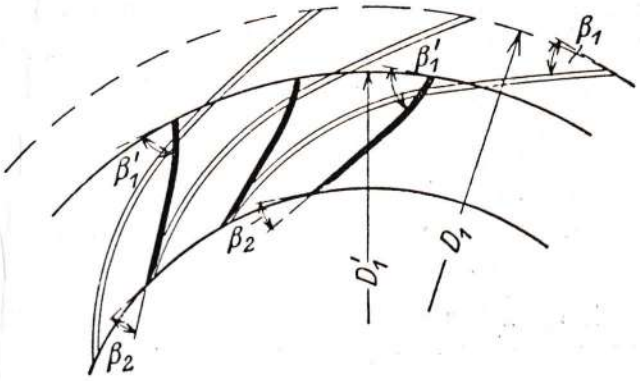


Fig. 89

Resultados obtenidos recientemente en ensayos experimentales sobre la circulación del agua, han demostrado no ser preciso que el agua sea guiada a la salida entre dos paletas paralelas como se representa en las figuras 86 y 88. Es suficiente mantener en el punto de salida el ángulo β_2 y puede sin inconveniente ascender la paleta lo más recto posible (fig. 89), con

lo que se consigue un ensanchamiento del conducto y un aumento en el rendimiento. Para evitar los conductos estrechos y largos se desplaza también hacia adentro el borde de la paleta del rodete y se deja así entre la corona directriz y el rodete un espacio sin paletas que, como ya se expuso, no dificulta, sino que, por el contrario, influye favorablemente en la circulación.

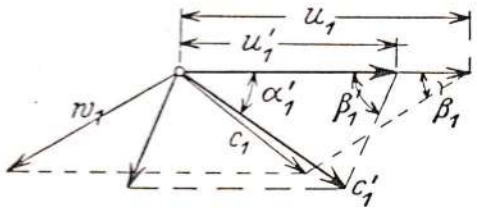


Fig. 90

Como la ecuación fundamental no se halla ligada a ningún diámetro determinado para una altura fija H resulta el producto $u_1 \cdot c_{u1}$ = constante, y por lo tanto si rebajamos los valores de u_1 se obtienen valores mayores para c_{u1} y el paralelogramo se modifica según indica la figura 90 al adoptar para el rodete un diámetro D'_1 en lugar de D_1 (fig. 89).

Al diámetro D'_1 le corresponde el valor β'_1. Los álabes se hacen más cortos y reciben una curvatura muy sencilla, con lo que mejora la circulación del agua.

Ensayos sobre la circulación del agua en espacios donde no existen paletas han puesto en evidencia la ventaja que hay en disponer el ángulo de entrada en el rodete algo mayor que el valor calculado β_1. Con esto se consigue acomodar mejor la dirección de las paletas al recorrido efectuado por los filetes líquidos.

Ejemplo. — Deseamos proyectar una turbina rápida para $H = 5$ m. El diámetro del rodete lo suponemos de momento $D_1 = 600$ mm y la velocidad tangencial $u_1 = 4{,}5\sqrt{H}$.

Se obtiene con estos datos $u_1 = 4{,}5\sqrt{5} = 10$ m/seg y el número de revoluciones

$$n = \frac{60 \cdot 10}{D_1 \cdot \pi} = 320 \text{ /min.}$$

Por la ecuación fundamental $u_1 \cdot c_{u1} = \eta_h \cdot g \cdot H$, y si consideramos $\eta_h = 0{,}88$ resulta $u_1 \cdot c_{u1} = 0{,}88 \cdot 9{,}81 \cdot 5 = 43{,}3$, con lo cual

$$c_{u1} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = \frac{43{,}3}{10} = 4{,}33 \text{ m/seg.}$$

Si dibujamos el paralelogramo o triángulo de entrada (figura 91) y suponemos $\alpha_1 = 40°$, resultará $\beta_1 = 30°$, lo que daría lugar naturalmente a canales muy largos.

Si desplazamos o retiramos el borde de las paletas hacia el interior y se reduce el diámetro, por ejemplo, hasta $D'_1 = 450$ mm, con las mismas revoluciones que antes, nos resultará una velocidad tangencial bastante menor, que será:

$$u'_1 = u_1 \cdot \frac{D'_1}{D_1} = 10 \cdot \frac{45}{60} = 7{,}5 \text{ m/seg},$$

lo que correspondería a $u'_1 = 3{,}3\sqrt{H}$.

Como $u_1 \cdot c_{u1} = 43{,}3$ se sigue verificando para el nuevo valor del diámetro

$$c_{u'1} = 43{,}3 : 7{,}5 = 5{,}8 \text{ m/seg}.$$

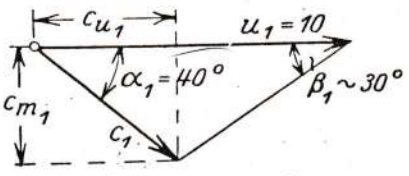


Fig. 91

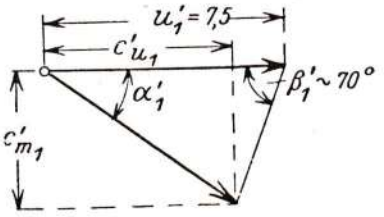


Fig. 92

El triángulo toma ahora la forma de la figura 92, viéndose que el ángulo de la paleta aumentó hasta ser $\beta'_1 = 70°$.

Prácticamente, daríamos a esta paleta, teniendo en cuenta lo manifestado antes sobre la conveniencia de aumentar ligeramente el valor obtenido por el cálculo, un ángulo de entrada de 75°.

La altura del triángulo y con ella también el nuevo ángulo α'_1 (fig. 92) se deducen de la que podríamos llamar componente meridiana c'_{m1} y ésta se obtiene a su vez por la superficie de entrada del rodete.

Si continuamos disminuyendo el ángulo β_1 podría irse aumentando el número de revoluciones, que habíamos calculado en este ejemplo valía $n = 320$. Así, pues, con valores pequeños de β_1 y disminución del diámetro exterior del rodete en la forma expresada en la figura 79, se consigue mayor rapidez y se puede llegar a valores de $n_s = 300 \div 500$.

c) Si, por el contrario, aumentamos el ángulo β_1, se

obtiene una velocidad tangencial más reducida y el rodete correspondiente es del tipo *lento*.

Prácticamente podemos llegar hasta $\beta_1 = 135°$, con lo que resulta como valor mínimo:

$$u_1 = 2{,}1 \cdot \sqrt{H}.$$

Esta turbina es en realidad una turbina de chorro, o sea que el agua discurre siempre con la misma presión a través del rodete y los álabes resultan de la forma representada en la figura 94, en la que se da un refuerzo o mayor espesor a los álabes a fin de que su cara posterior guíe mejor el chorro, que pasa deslizándose en contacto con ambas paredes; sin esta circunstancia el chorro se desligaría de la cara posterior de los álabes formándose remolinos y muchas veces fuertes corrosiones de las paletas. El paralelogramo toma la forma de un rombo (figura 93).

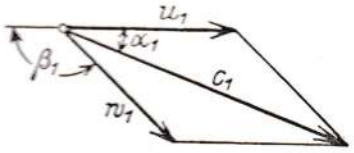


Fig. 93

El valor más pequeño del número específico de revoluciones $n_s = 50$ se alcanza con un gran diámetro de rodete D_1 (figura 82) y un gran valor de β_1. (Más detalles sobre cálculo de la anchura de los álabes, determinación del número de ellos, así como de su forma, etc., pueden verse en los párrafos **14** y **15**.)

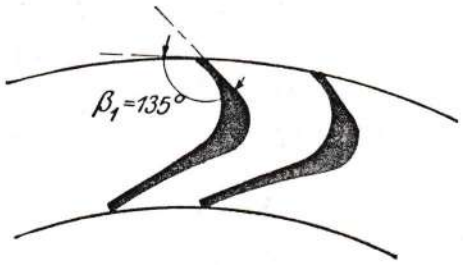


Fig. 94
Corte horizontal del rodete de una turbina Francis «lenta»

d) A la *salida del rodete* se determina el ángulo de la paleta β_2 por el paralelogramo de la figura 85, formado por las tres velocidades u_2, c_2 y w_2. La velocidad u_2 puede calcularse para cualquier punto de salida de la paleta, ya que depende de u_1 y de la situación del punto de referencia en el diámetro de entrada D_1. La velocidad ansoluta c_2 se toma, en general, perpendicular a u_2, al menos para los valores de admisión con los cuales deseamos conseguir el mejor rendimiento (véase C). Al pasar el agua al tubo de aspiración varía su velocidad un tanto en magnitud y en dirección.

B) Tubo de aspiración. Cavitación

La velocidad al comienzo del tubo de aspiración se designa por c_3 y conociéndola y conocido también el caudal Q puede hallarse el diámetro del tubo de aspiración D_3, es decir, la sección F_3 del tubo.

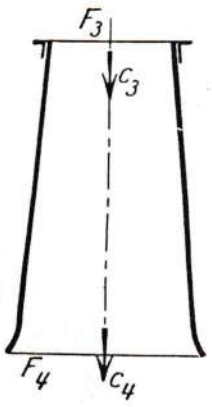


Fig. 95

El valor de la velocidad de entrada c_3 depende del desnivel, de la forma del rodete y de la del tubo de aspiración.

a) En *rodetes normales y lentos* se calcula c_3 en función del desnivel, alcanzando del 3 al 8 % del valor de H, y se toman los valores más bajos para números específicos pequeños y para grandes valores de H (referido, desde luego, a todo el caudal Q). Si, por ejemplo, consideramos que se toma por valor el 6 % de H, podríamos escribir:

$$c_3 \sim \sqrt{2 \cdot g \cdot 0{,}06 \cdot H}.$$

En el tubo de aspiración, que se construye ligeramente cónico (fig. 95), se recupera una parte de la energía dinámica del agua, ya que la pérdida efectiva no se expresa en función de c_3 sino de la velocidad de salida c_4, y referida a 1 Kg de agua valdrá teóricamente $\frac{c_4^2}{2g}$.

Al tubo de aspiración se le dan a menudo pendientes de pared de 1 : 10 hasta 1 : 20 con respecto a su eje, o sea conicidades de 1 : 5 hasta 1 : 10. Si se trata, por ejemplo, de un rodete normal en que $D_3 = 1$ m, resulta $F_3 = 0{,}78$ m², y si damos al tubo de aspiración una longitud de 2 m y va ensanchando éste como un cono de 1 : 5 resultará en 2 m, $D_4 = D_3 + \frac{2}{5} = 1{,}4$ m. El área de la sección será ahora de $F_4 = 1{,}54$ m², o sea, que la velocidad c_4 es solamente la mitad de c_3 y la pérdida de energía se reduce asimismo a la mitad. La recuperación efectiva de energía por medio del tubo de aspiración alcanza en tubos alargados un 90 % del valor teórico, como se ha compro-

bado por ensayos prácticos. Por esto se habla algunas veces del *rendimiento del tubo de aspiración*.

b) En *rodetes rápidos*, en los cuales se adoptan los valores mínimos posibles para el diámetro y en que también H es pequeño, se admiten porcentajes más elevados de H para calcular c_3. En este caso y referido siempre a todo el

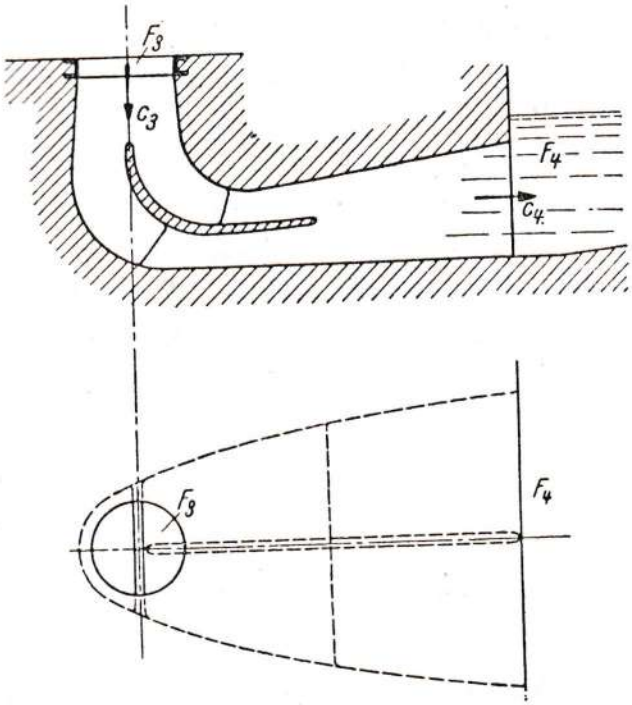


Fig. 96

caudal Q, se supone como valor 10 a 25 % y hasta valores más altos (véanse las turbinas de hélice en que se llega al 40 por %).

El tubo de aspiración debe construirse en estos casos con un gran ensanchamiento, como indica, por ejemplo, la figura 96 en que se ve un codo de aspiración ahuecado en la propia cimentación de la central.

En un rodete rápido, tomaremos, por ejemplo, 25 % de H y si vale $H = 5$ m, se obtiene:

$$c_3 \sim \sqrt{2 \cdot g \cdot 0{,}25 \cdot 5} = 5 \text{ m/seg.}$$

Si se ensancha el tubo de aspiración desde F_3 hasta F_4 que suponemos cuatro veces mayor, resulta entonces $c_4 = 1{,}25$ m/seg y en correlación con ello una pérdida de salida relativamente pequeña.

Recientes experimentos han evidenciado que el ensanchamiento del tubo de aspiración puede elevarse sin inconveniente hasta que sea la sección ocho veces mayor, desde luego aumentando también la longitud del tubo. El rendimiento bajo el cual se efectúa la recuperación de la energía, alcanza siempre hasta el 80 %. El tabique interior de la figura 96 es necesario para la conducción del agua a pequeña carga, obteniéndose con él sensible mejora en el rendimiento.

c) De importancia especial es también conocer la *longitud del tubo de aspiración* o la *altura de aspiración* H_s. En rodetes normales se encuentran muchos trabajando en buenas condiciones hasta con $H_s = 6$ m. En estas ruedas con muchas paletas y canales estrechos se obtiene una circulación regularizada y una disminución de presión, en forma que a la salida se obtiene la presión menor.

Esta presión puede calcularse por las alturas de aspiración y por la recuperación de energía.

Si, por ejemplo, $H_s = 3$ m y, de acuerdo con el ejemplo anterior, $c_4 = 1{,}25$, $c_3 = 5$ m/seg, se obtiene $\frac{c_4^2 - c_3^2}{2g} = -1{,}2$ m; de forma que en el comienzo del tubo de aspiración habrá una depresión $h_3 = -(3 + 1{,}2) = -4{,}2$ m.

El desarrollo de las turbinas rápidas ha hecho que se vaya prescindiendo de los tipos con canales largos y estrechos entre los álabes, demostrándose a la vez que es arbitrario hablar de una circulación regular del agua y de la distribución de la presión entre dos paletas. En la superficie superior de la paleta existe una presión bastante más elevada que en la superficie inferior, con valores relativamente pequeños de H_s pueden presentarse presiones bajas, inferiores a la tensión del vapor de agua. Ello da lugar a la «cavitación» o formación de espacios huecos. En estos huecos se desprenden burbujas de vapor de agua que provocan en poco tiempo corrosiones muy fuertes de las paletas. Además se disminuye la potencia y en muchos casos se producen ruidos como estallidos.

d) Cavitación. — Así, pues, la ganancia en el rendimiento puede conseguirse disponiendo pocas paletas y cortas a expensas del peligro de cavitación; este último se

elimina en cambio con canales largos y estrechos que conducen bien el agua a costa del efecto útil.

Numerosos experimentos realizados en laboratorios de ensayo, principalmente por las casas Voith, de Heidenheim, y por Escher, Wyss y Compañía, de Zurich, han establecido la dependencia que existe entre la forma del rodete y la altura de aspiración H_s admisible, que se condensa en una fórmula, dada por el profesor *Thoma*, de Munich. Si B representa la presión del aire en metros de columna de agua que corresponden a la presión barométrica, la altura de aspiración máxima permitida será:

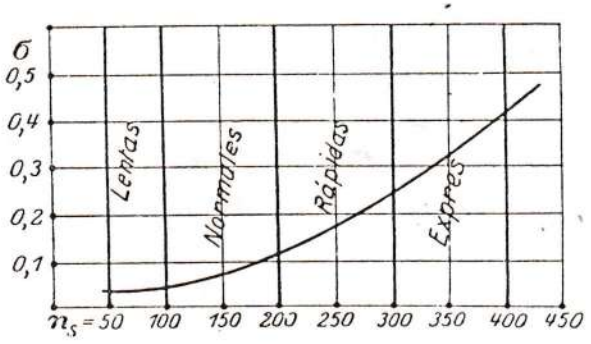


Fig. 97

$$\mathbf{H_s = B - \sigma \cdot H.}$$

El coeficiente de cavitación σ se determina experimentalmente y puede estimarse de momento como comprendido entre los límites 0,04 y 0,5. La curva de la figura 97 representa la variación de σ en función del número específico de revoluciones n_s. A la derecha del gráfico se aplicarían las turbinas de hélice de acuerdo con la clasificación establecida en el capítulo IV.

De la fórmula se deduce que H_s disminuye al crecer H y también al crecer n_s que hace aumentar el valor de σ.

Si, por ejemplo, $H = 20$ m y en un lugar cuya presión atmosférica es $B \sim 10$ m se instala una turbina rápida de $n_s = 260$, la altura de aspiración no debe pasar de

$$\mathbf{H_s} = 10 - 0{,}2 \cdot 20 = 6 \text{ m.}$$

En una turbina extrarrápida de $n_s = 430$ esta altura se disminuiría hasta

$$\mathbf{H_s} = 10 - 0{,}48 \cdot 20 = 0{,}4 \text{ m,}$$

o sea que sería prácticamente imposible la instalación de la referida turbina.

En sitios elevados donde la presión barométrica es pequeña se obtienen naturalmente valores aun más redu-

cidos para H_s. A la altura de 2500 m tenemos, por ejemplo, $B = 7{,}6$ m. Si aquí queremos instalar una turbina normal en un salto de $H = 100$ m nos resulta:

$$\mathbf{H_s} = 7{,}6 - 0{,}07 \cdot 100 = 0{,}6 \text{ m.}$$

En este caso resulta imposible la instalación de una turbina normal y deberíamos por tanto buscar un tipo de turbina lenta, si no queremos el montaje de la turbina bajo el nivel de aguas abajo.

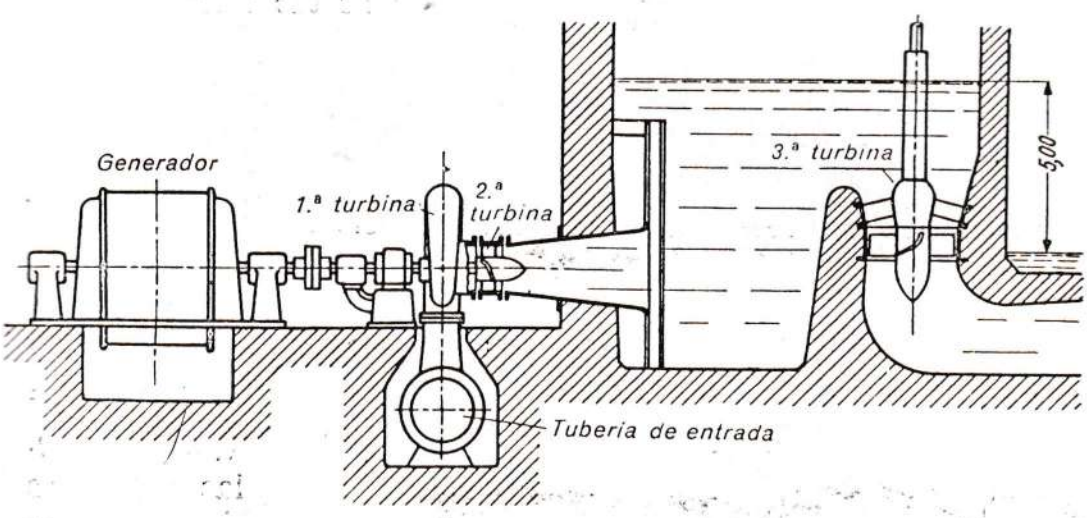


Fig. 98. — Escalonamiento de un salto de 390 m con tres turbinas

Precaución especial requieren los *grandes saltos*. Si H importa, por ejemplo, 300 m, sólo cabe la instalación de turbinas lentas. Si contamos entonces con $\sigma = 0{,}04$ se obtendrá, con $B \sim 10$ m:

$$\mathbf{H_s} = 10 - 0{,}04 \cdot 300 = -2 \text{ m.}$$

La turbina debe quedar 2 m por lo menos más baja que el nivel de aguas abajo, o sea trabajando con *contrapresión*. Estas «turbinas de contrapresión» se construyen con frecuencia, por ejemplo, por la casa «Escher-Wyss». La figura 98 nos muestra una de estas turbinas montada en tres secciones para un salto de 390 m.

La primera sección aprovecha 335 m de salto y trabaja con una contrapresión de 55 m; la segunda sección utiliza 50 m de salto y la tercera los 5 m restantes. Eligiendo acertadamente el escalonamiento del salto puede conseguirse igual velocidad de rotación en todas las sec-

ciones. La turbina Francis espiral lleva acoplada a continuación y en su mismo eje una turbina de hélice, girando ambas a 1000 revoluciones por minuto (véanse detalles más adelante en la figura 162). El último escalón de 5 m se aprovecha con una turbina de hélice de eje vertical.

C) Regulación de las turbinas

Modo como influye en el cálculo de las mismas

Todos los cálculos anteriormente establecidos son de carácter general, pero se hace preciso considerar también las circunstancias en que se efectúa la regulación, ya que en la actualidad todas las turbinas Francis son regulables y además sin excepción emplean la regulación por medio de *paletas directrices giratorias* (párrafo **16**).

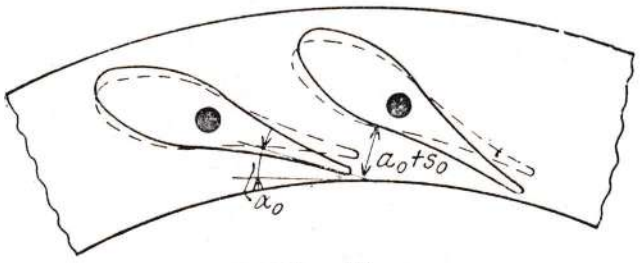


Fig. 99

Si las paletas directrices giran se modifica, como indica la figura 99, el ancho o espacio entre paletas, con lo cual se reduce la sección libre para el agua y ésta circula en menor cantidad; pero al mismo tiempo se varía también el ángulo α_0. Proporcionalmente al caudal que ha disminuído deben también disminuir las velocidades relativas w_1 y w_2, ya que las secciones del rodete conservan el mismo valor.

La dirección de w_1 y de w_2 se conserva la misma, ya que viene determinada por los ángulos β_1 y β_2 del rodete. Las velocidades tangenciales u_1 y u_2 deben conservar tanto su dirección como su valor, ya que esto constituye precisamente el objeto de la regulación (párrafo **16**).

Con esto se obtiene una variación en el paralelogramo del modo que indican las figuras 100 y 101. Los ángulos y las velocidades satisfacen también ahora a la ecuación fundamental, si bien debemos escribir ésta en su forma más general:

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 = \eta_h \cdot g \cdot H,$$

toda vez que el ángulo α_2 al funcionar el regulador se aparta cada vez más del valor de 90°. Por el cálculo se demuestra que c_1 va creciendo al disminuir el ángulo de la paleta α_0. Así, por ejemplo, con ¼ de admisión la velocidad absoluta de entrada aumenta hasta el valor c'_1. Como w_1 debe conservar su dirección, pero se ha reducido a ¼ de su valor, se comprende que ahora la entrada del agua tiene lugar con choque y por tanto se produce una súbita desviación del agua en la dirección de los álabes del rodete. La componente que produce el choque w_s la tomamos en dirección horizontal y puede también ser determinada por medio de la ecuación fundamental.

A la salida, según representa la figura 101, al ir disminuyendo w_2 va creciendo continuamente la velocidad abso-

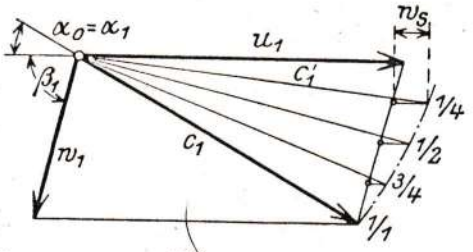


Fig. 100

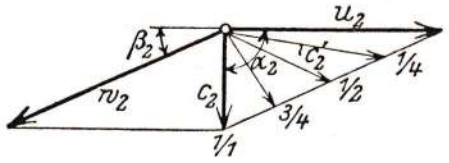


Fig. 101

luta de salida c_2 y va variando a la vez de dirección. Con ¼ de admisión, se obtiene c'_2 y un ángulo de salida pequeño, lo que es perjudicial. Con el choque a la entrada y las malas condiciones en que se efectúa la salida, ha de bajar naturalmente el rendimiento al funcionar la regulación.

La *curva de rendimiento* de una turbina normal se establece de acuerdo con los paralelogramos de las figuras 100 y 101, y bajo el supuesto de que al funcionar a plena admisión se efectúa la entrada del agua sin choques, y la salida en dirección perpendicular. Esta curva se representa en el diagrama de la figura 102 con la línea de puntos. En ella puede verse que a plena admisión $\eta_{máx} = 0{,}85$ y que a un 40 % de admisión todavía el rendimiento alcanza $\eta = 0{,}64$.

Para que las exigencias de la regulación al acomodar la turbina a las variaciones que puede experimentar la carga, no lleven consigo una rápida disminución del rendimiento, es muy corriente el calcular las turbinas Francis

para 0,75 ó 0,80 de su caudal, o sea que se procura que alcancen su mejor rendimiento con $75 \div 80$ % de admisión. Se obtiene entonces, por ejemplo, la curva para «turbinas normales a $\frac{3}{4}\,Q$» en la figura 102, que se presenta mucho más favorable. Ahora con 40 % de su admisión alcanza todavía $\eta = 0{,}75$, si bien, en cambio, a plena admisión habrá disminuído el rendimiento a 0,82.

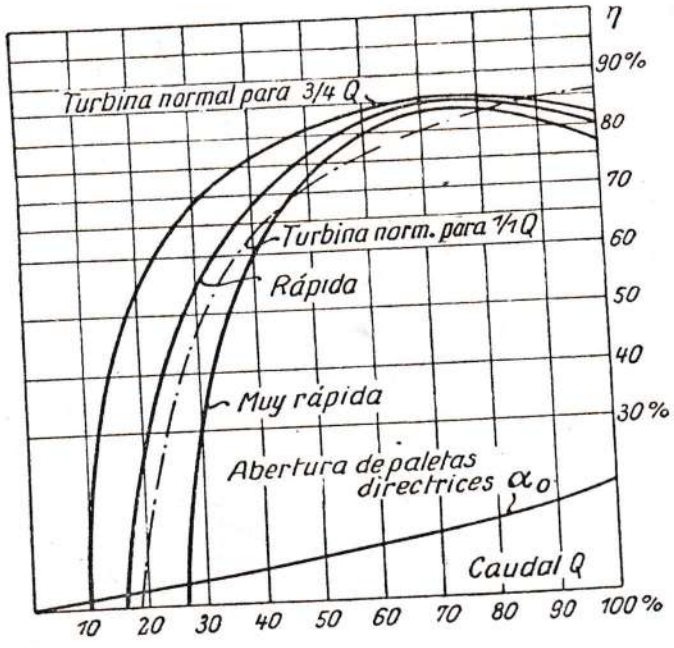


Fig. 102

Del diagrama se deduce también una consecuencia muy importante, y es que las curvas de rendimiento de los diferentes rodetes no son del todo semejantes, sino que η disminuye tanto más de prisa cuanto mayor sea la velocidad tangencial. En una turbina rápida se obtiene ya un rendimiento $\eta = 0$ con el 20 % de admisión y en una extrarrápida ocurre lo mismo con 30 % de admisión, o sea que los rodetes con el caudal que corresponde a esta admisión sólo podrían funcionar en vacío y sin carga alguna. La base de esto se halla en que con grandes velocidades tangenciales resultan valores elevados para w_1 y w_2, lo que a su vez origina valores crecidos tanto para w_s como para c_2, que además tendrá una dirección muy oblicua, así que nos apartemos de los valores más favorables.

Como en la misma figura 102 se representa, la abertura de las paletas directrices α_0 no decrece según una línea recta, sino según una curva, ya que c_0 crece al disminuir el ángulo α_0, como ya se expresó anteriormente.

En las figuras 103 y 104 se representan las variaciones de los paralelogramos cuando la turbina se ha calculado para $\frac{3}{4}\,Q$. Se pide ahora que para $\frac{3}{4}$ de admisión tengan lugar la entrada del agua sin choque y las más favorables

condiciones de salida, o sea perpendicularidad entre c'_2 y u_2.

Ahora ocurrirá que a plena admisión habrá un pequeño choque a la entrada del agua (w_s en la figura 103) y un pequeño aumento de la velocidad absoluta de salida, que además será algo oblicua (c_2 de la figura 104). En cambio,

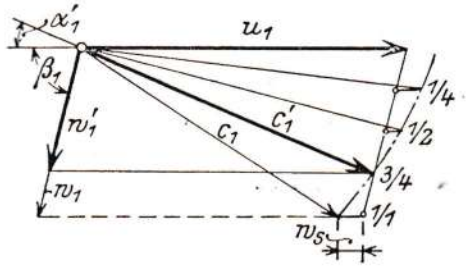


Fig. 103

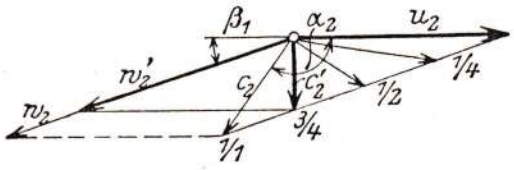


Fig. 104

comparado con los paralelogramos de las figuras 100 y 101, se echa de ver en seguida que con una admisión reducida, por ejemplo ¼, se presentan ahora condiciones mucho más favorables, con lo cual se consigue un valor más elevado del rendimiento.

14. Cálculo de una turbina Francis

A) Rodete normal

Ejemplo. — Se trata de proyectar una turbina Francis con eje vertical de tipo análogo al normal representado en la figura 76. Los datos conocidos son: el salto útil $H = 6$ m y el caudal medio $Q = 2$ m³/seg.

El número de revoluciones no se nos fija, pero sí la condición de escoger un tipo normal. La turbina deberá trabajar normalmente con la máxima admisión y obtener en estas condiciones el mejor rendimiento.

a) *Potencia de la turbina.* — Calculando con un rendimiento $\eta = 0{,}85$ obtenemos:

$$N_e = 1\,000\,\frac{2 \cdot 6}{75} \cdot 0{,}85 = 136 \text{ caballos.}$$

b) *Tubo de aspiración.* — Para determinar la velocidad de salida c_3 podemos contar con el 6 % de la altura del salto, y entonces

$$c_3 \sim \sqrt{2\,g \cdot 0{,}06 \cdot 6} = 2{,}66 \text{ m/seg.}$$

Si suponemos, además, que c_3 se halla en la dirección del eje, se deduce inmediatamente la sección del tubo de aspiración:

$$\frac{D_3^2 \cdot \pi}{4} = \frac{Q}{c_3} = \frac{2}{2{,}66} = 0{,}75 \text{ m}^2.$$

Para lo cual es preciso que sea

$$\mathbf{D_3 = 1000 \text{ mm.}}$$

Debemos observar que cuando el eje de la turbina se prolonga dentro del tubo de aspiración hay que aumentar el diámetro del tubo para compensar la disminución de sección. Si c_3 no está en la misma dirección del eje, no debemos hacer intervenir en el cálculo a c_3, sino a su componente meridiana $c_{m3} = c_3$ sen α_3, pudiendo poner en lugar de α_3 el ángulo α_2.

c) *Rodete y número de revoluciones.* — El diámetro del rodete D_1 en una turbina normal debe ser ligeramente superior a D_3, lo preciso que la construcción exige. En nuestro caso adoptamos:

$$\mathbf{D_1 = 1050 \text{ mm.}}$$

La velocidad tangencial u_1 se deduce del párrafo **13.** A, al substituir $\beta_1 = 90^\circ$, resultando:

$$u_1 = 2{,}94 \cdot \sqrt{H} = 2{,}94 \cdot \sqrt{6} = 7{,}2 \text{ m/seg.}$$

Ecuación que representa en nuestro caso a la fundamental de las turbinas.

El número de revoluciones se deduce fácilmente:

$$\mathbf{n} = \frac{60 \cdot u_1}{D_1 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 7{,}2}{1{,}05 \cdot 3{,}14} = \mathbf{130/\text{min.}}$$

d) *Anchura de la corona directriz.* — Se escoge, por ejemplo, $Z_0 = 20$ álabes con un ancho entre álabes $a_0 = 55$ mm y un espesor de paleta $s_0 = 7$ mm. (El número de álabes es muy variable y se determina de acuerdo con el tamaño de la corona. La anchura entre álabes oscila entre $a_0 = 40 \div 200$ mm, también teniendo en cuenta la magnitud de la corona.)

Con un diámetro interior para la corona directriz $D_0 = 1100$ se obtiene para el paso de un álabe $t_0 = \frac{1100 \cdot \pi}{20} = 172{,}5$ mm. Ahora se puede dibujar esquemáticamente en

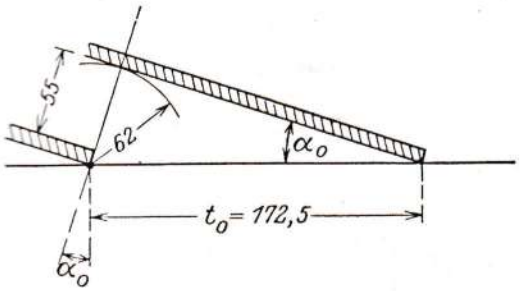


Fig. 105

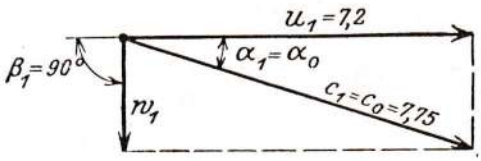


Fig. 106

cualquier escala el final de la cámara de las paletas directrices (fig. 105) y se obtiene $\alpha_1 = \alpha_0$.

Por el cálculo se obtendría también sen $\alpha_0 = \frac{a_0 + s_0}{t_0}$. El paralelogramo de velocidad puede también construirse (figura 106), toda vez que son conocidos $u_1 = 7{,}2$ y $\beta_1 = 90°$.

De la figura 106 se obtiene:

$$c_1 = c_0 = 7{,}75 \text{ m/seg},$$

o por el cálculo $c_0 \doteq \frac{u_1}{\cos \alpha_0}$.

De la fórmula $Q = z_0 \cdot a_0 \cdot b_0 \cdot c_0$ se deduce el ancho de la corona directriz:

$$b_0 = \frac{Q}{z_0 \cdot a_0 \cdot c_0} = \frac{2}{20 \,.\, 0{,}055 \,.\, 7{,}75} = 0{,}235 \text{ m},$$

en la práctica tomamos $\mathbf{b_0 = 240}$ **mm.**

e) *Construcción del rodete y del eje.* — Después de calcular las medidas principales podemos proyectar ya el

rodete en la forma que indica la figura 107 en escala de 1:10. La rueda es de hierro fundido y las paletas de plancha de acero de $5 \div 6$ mm de espesor y aprisionadas al fundir la rueda. Teniendo esto en cuenta hay que procurar que el espesor de las paredes sea relativamente grande. Además hay que disponer la curvatura de las superficies interiores y exteriores del rodete de modo que faciliten la desviación del agua pasando sin cambio brusco de dirección desde las paletas directrices al tubo de aspiración. Algunos taladros hechos en la proximidad del eje sirven para equilibrar la presión.

El eje, trabajando verticalmente, sólo se calcula a la torsión según la conocida fórmula:

$$\frac{d^3 \cdot \pi}{16} \cdot k_t = M_t.$$

Ahora bien,

$$M_t = 71620 \frac{N}{n} = 71\,620 \frac{136}{130} = 75\,000 \text{ Kgcm},$$

y si adoptamos $k_t = 300$ Kg/cm², valor pequeño para el coeficiente de trabajo por torsión, pero en previsión de que también se produzcan pequeños esfuerzos de flexión en el eje por los engranajes, etc., al substituir en la fórmula anterior se deduce:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 75\,000}{3{,}14 \cdot 300}} = 10{,}8 \text{ cm}.$$

Para la construcción hemos adoptado **d = 110 mm.**

f) *Líneas de trayectoria y curva de salida.* — Para poder construir los álabes, se supone dividido el rodete en varias turbinas parciales, todas con el mismo gasto de agua, por medio de unas líneas de separación que designaremos como líneas de trayectoria. La entrada en el rodete se divide en partes iguales, ya que debe corresponder a cada parte el mismo consumo y la velocidad es igual para todos los filetes líquidos. Para la salida, por el contrario, debemos dividir la línea curva que marca el final de los álabes en partes desiguales y de magnitud tal que siempre

el producto de cada parte por su diámetro medio nos dé el mismo valor. Para cada turbina parcial se obtiene el gasto $(D_x \cdot \pi \cdot x) \cdot c_2$, siendo $D_x \cdot \pi \cdot x$ el área de una superficie anular y suponiendo, desde luego, que c_2 tiene por todas partes un valor aproximadamente igual, que es perpendicular a u_2 y que el espesor de las paletas no reduce apreciablemente la sección de salida. Como las paletas son muy aguzadas en el borde, esta última suposición queda completamente justificada.

El perfil o curva de salida puede ser adoptado con cierta libertad. Se fija por tanteos, de forma que en defini-

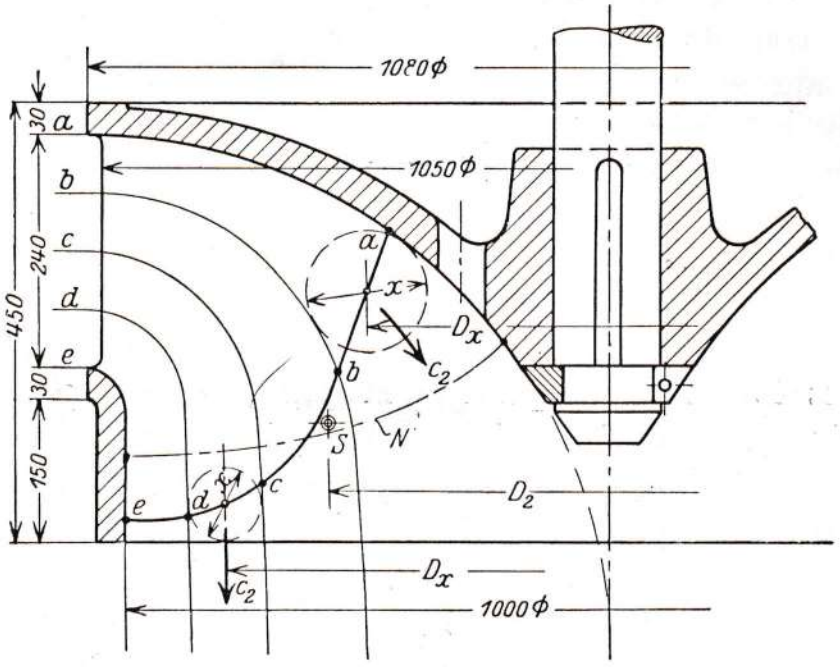


Fig. 107. — N curva de nivel

tiva pueda dar salida al caudal total de la turbina con la velocidad $c_2 \backsim c_3$, o sea que se verifique

$$Q = \Sigma\,(D_x \cdot \pi \cdot x) \cdot c_2.$$

Lo más sencillo sería utilizar un perfil que fuese por todas partes perpendicular a las líneas de trayectoria, o sea lo que podríamos llamar una curva de nivel. Si ésta, por ejemplo, tiene su centro de gravedad S (fig. 107), al cual corresponde un diámetro D_2, y la longitud de esta curva es b_2, resultaría directamente $Q = D_2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot c_2$, toda

vez que la superficie de salida (superficie de nivel) es una superficie de revolución.

En la mayoría de los casos, y el de la figura es uno de ellos, de adoptar este perfil nos resultarían los álabes demasiado cortos en la corona exterior y, por el contrario, excesivamente largos en la corona interior; a causa de la pequeña velocidad periférica u_2 se presentan entonces en la parte interior de la turbina muy malas condiciones para la salida del agua. Por ello se recurre a un perfil de salida en la forma que en la misma figura 107 se dibuja.

En nuestro ejemplo hemos considerado cuatro turbinas parciales, o sea cinco líneas de trayectoria *aa* hasta *ee*. La curva de salida se divide en cuatro partes desiguales que aproximadamente valen 125, 96, 75 y 64 mm, siendo estos valores los que representan las distancias en línea recta entre las líneas de trayectoria, y en todas ellas se verifica aproximadamente: $D_x \cdot x = 0{,}061$ m². En total resulta:

$$\Sigma\,(D_x \cdot \pi \cdot x) = 0{,}76 \text{ m}^2,$$

que es lo que corresponde con gran aproximación a la sección del tubo de aspiración ya calculada.

Para el proyecto más detallado sobre la forma de los álabes véase el párrafo **15.**

B) Rodete rápido

Ejemplo. — Proyectemos ahora una turbina Francis para un caudal medio de $Q = 5$ m³/seg con un salto de $H = 4$ m. El número de revoluciones hay que tomarlo lo bastante grande para que el alternador, que debe ser accionado por la turbina por medio de un simple engranaje, marche a la velocidad normal de $n = 750$ revoluciones por minuto. Para la turbina se pide un tipo de eje vertical y una disposición análoga a la que se representa en la figura 142. Se desea que el mejor rendimiento tenga lugar para $^3/_4\ Q$.

Hay que calcular la potencia y las principales dimensiones de la turbina adoptando el sistema de regulación por paletas giratorias.

a) *Potencia.* — Con un rendimiento a plena admisión de $\eta = 0{,}82$ obtendremos:

$$N_e = \frac{1\,000 \cdot Q \cdot H}{75} \cdot \eta = \frac{1\,000 \cdot 5 \cdot 4}{75} \cdot 0{,}82$$

$$\mathbf{N_e = 220 \text{ caballos.}}$$

b) *Tubo de aspiración.* — Funcionando con todo el caudal se destina un 12 % de la altura del salto a producir la velocidad de salida del agua. Con esto deduciremos:

$$c_3 = \sqrt{2 \cdot g \cdot 0{,}12 \cdot 4} = 3{,}1 \text{ m/seg.}$$

El comienzo del tubo de aspiración tendrá una sección que se obtiene directamente, ya que en este caso no hay que considerar reducción de la misma por el emplazamiento del eje. Así, pues,

$$\frac{D_3^2 \cdot \pi}{4} = \frac{Q}{c_3} = \frac{5}{3{,}1} = 1{,}61 \text{ m}^2.$$

De donde

$$\mathbf{D_3 = 1430 \text{ mm.}}$$

Para $^3/_4\ Q$ se reducirá en la misma proporción la velocidad de salida, o sea a $^3/_4\ c_3 = c'_3 = 2{,}3$, lo que corresponde a 6,5 % de H. Por medio de un tubo de aspiración, convenientemente dispuesto, esta velocidad, al llegar al canal de salida, aun sería más reducida, con lo cual recuperamos una parte de la energía.

c) *Diámetro del rodete y número de revoluciones.* — Con un rodete de la forma representada en la figura 78 deberemos adoptar un diámetro de entrada:

$$\mathbf{D_1 = 1000 \text{ mm.}}$$

Si tomamos un tipo medio entre los rodetes rápidos, por ejemplo, que corresponda a $u_1 = 3{,}3 \cdot \sqrt{H} = 6{,}6$ m/seg (página 85), se obtiene un número de revoluciones:

$$\mathbf{n} = \frac{60 \cdot u_1}{D_1 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 6{,}6}{1 \cdot \pi} = \mathbf{125/min.}$$

Un engranaje de relación 6 : 1 sería suficiente para conseguir para el alternador la velocidad angular deseada de 750 revoluciones por minuto.

d) *Angulo de los álabes a la entrada.* — A la entrada en el rodete podemos aplicar la ecuación fundamental de las turbinas en la forma simplificada

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

Consideramos el mejor rendimiento hidráulico para $^3/_4$ de admisión, y admitimos que se alcance en estas condiciones $\eta_h = 0{,}88$. También suponemos que $\alpha'_1 = 25^\circ$. Con estos elementos resulta:

$$c'_1 \cdot 6{,}6 \cdot \cos 25^\circ = 0{,}88 \cdot 9{,}81 \cdot 4$$

$$c'_1 = \frac{0{,}88 \cdot 9{,}81 \cdot 4}{6{,}6 \cdot 0{,}9} = 5{,}8 \text{ m/seg.}$$

Podemos construir el paralelogramo de velocidades o el triángulo para $^3/_4$ de admisión, teniendo en cuenta que para este valor debe tener lugar el mejor rendimiento y por tanto la entrada del agua sin choque.

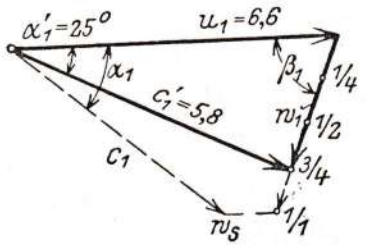


Fig. 108

Se obtiene de la figura 108 el ángulo de entrada en el rodete $\beta_1 = 62^\circ$, valor que es bastante aceptable.

La velocidad de entrada relativa vale $w'_1 = 2{,}8$ m/seg. Para todo el caudal Q aumentaría hasta valer

$$w_1 = \frac{4}{3} \cdot w'_1 = 3{,}73 \text{ m/seg,}$$

y el triángulo variaría como se representa punteado en la misma figura 108 (véase también párrafo **13,** C).

Los valores exactos no pueden precisarse hasta que se conozcan más detalles sobre la construcción de la corona directriz y del rodete.

e) *Paletas directrices y ancho* b_0. — Aunque las paletas directrices cambien de posición, según las necesidades

de la regulación, en el corto trecho que va desde la salida de la corona directriz hasta la entrada en el rodete, podemos considerar que no se modifican los ángulos ni las velocidades.

Así, pues, para $^3/_4\ Q$:

$$c'_0 = c'_1 = 5{,}8 \text{ m/seg} \qquad \text{y} \qquad \alpha'_0 = \alpha'_1 = 25^\circ.$$

Si escogemos ahora $Z_0 = 16$ paletas y suponemos que estas paletas parcialmente cerradas presentan sus bordes

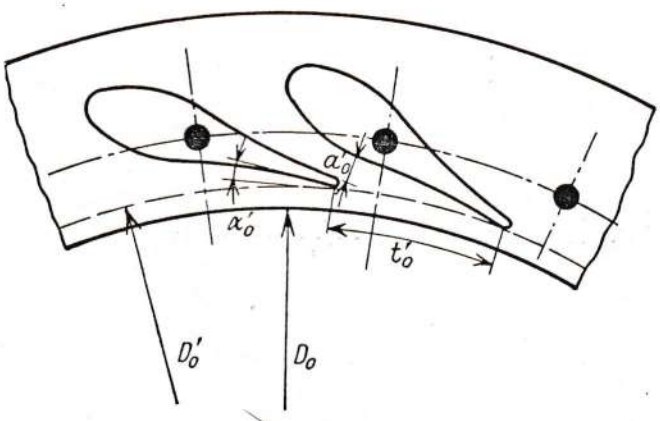


Fig. 109

en un círculo de diámetro $D'_0 = 1200$ mm (fig. 109), obtendremos:

$$t'_0 = \frac{D'_0 \cdot \pi}{Z_0} = \frac{1\,200 \cdot 3{,}14}{16} = 236 \text{ mm}.$$

La distancia entre álabes resulta, según la figura 105:

$$a'_0 + s_0 = t'_0 \cdot \operatorname{sen} \alpha'_0 = 236 \cdot 0{,}42 = 100 \text{ mm}.$$

Con un espesor de paletas, que como mínimo en su borde hemos de suponer $s_0 = 10$ mm, se obtiene:

$$a'_0 = 90 \text{ mm}.$$

El ancho b_0 se obtiene finalmente, como en el ejemplo anterior A, de la fórmula:

$$\frac{3}{4} \cdot Q = Z_0 \cdot a'_0 \cdot b_0 \cdot c'_1,$$

de donde

$$b_0 = \frac{3 \cdot 5}{4 \cdot 16 \cdot 0{,}09 \cdot 5{,}8} = 0{,}448 \text{ m};$$

en la práctica se tomaría

$$b_0 = 450 \text{ mm.}$$

El ancho de las paletas puede también calcularse como sigue: Del triángulo de velocidades (fig. 108) se obtiene la componente meridiana $c'_{m0} = c'_1 \cdot \text{sen } \alpha'_1$ para $^3/_4$ de admisión, y para tener en cuenta la disminución de la sección de salida por causa del espesor de las paletas, se introduce un coeficiente que puede valer como 0,9, resultando entonces:

$$\frac{3}{4} \cdot Q = 0{,}9 \cdot D'_0 \cdot \pi \cdot b_0 \cdot c'_{m0}.$$

De la figura 108 se puede tomar $c'_{m0} \sim c'_1 \text{ sen } \alpha'_1 \eqsim 2{,}5$ m/seg. De lo cual, finalmente,

$$b_0 = \frac{3 \cdot 5}{4 \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}2 \cdot 3{,}14 \cdot 2{,}5} \eqsim 0{,}45 \text{ m, como antes.}$$

f) *Construcción del rodete y del eje.* — El rodete puede construirse como representa a escala 1 : 10 la figura 110. Corona de fundición, paletas de plancha de acero de 6 a 8 milímetros de espesor, aprisionadas en una pieza al fundir la corona. La forma de las coronas que sujetan los álabes se determina de modo que guíen el agua hacia el tubo de aspiración de una manera suave y sin cambios bruscos; hay que procurar especialmente que la curvatura de la corona exterior no sea demasiado fuerte para evitar que algunos filetes líquidos se despeguen de la pared, lo que daría lugar a vacíos, remolinos y fuertes corrosiones.

El eje puede calcularse como en el ejemplo A para los esfuerzos de torsión, con un coeficiente de trabajo $k_t = 300$ Kg/cm².

Por tanto

$$k_t \cdot \frac{d^3 \cdot \pi}{16} = M_t.$$

Por otra parte

$$M_t = 71\,620 \cdot \frac{N}{n} = 71\,620 \, \frac{220}{125} = 126\,000 \text{ Kgcm.}$$

Finalmente .

$$d = \sqrt[5]{\frac{126\,000 \cdot 16}{3{,}14 \cdot 300}} = 12{,}8 \text{ cm.}$$

Para la construcción

$$\mathbf{d = 130 \text{ mm.}}$$

g) *Líneas de trayectoria y curva de salida.* — De la misma manera que hemos explicado en el ejemplo A para

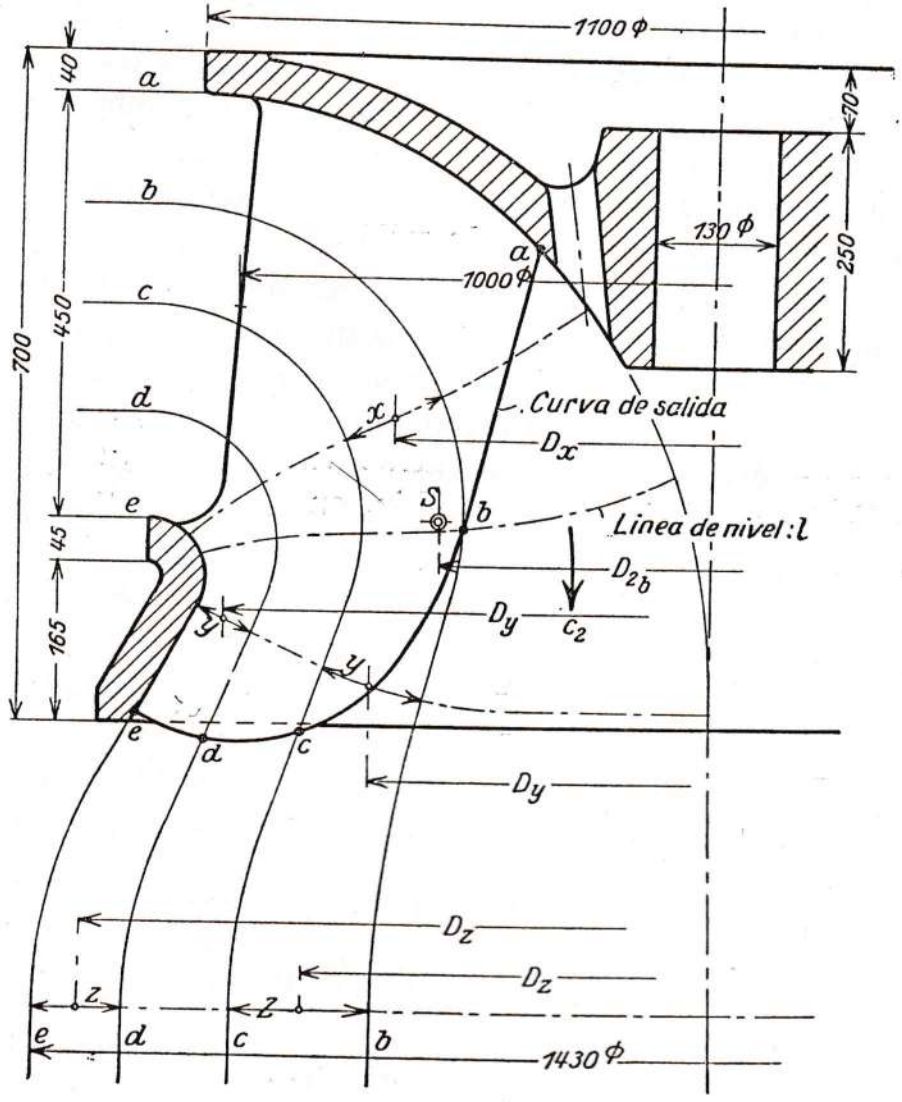


Fig. 110

un rodete normal, se procede también en el caso presente, dividiendo el rodete en cierto número de partes que correspondan al mismo gasto de agua; se dibujan las líneas de

trayectoria que separan unas de otras estas turbinas parciales. El borde de entrada en el rodete puede, desde luego, dividirse en partes iguales. El resto de la trayectoria hay que determinarlo por tanteos. Se trazan algunas «curvas de nivel», o sea curvas que cortan siempre perpendicularmente a las líneas de trayectoria (se dibujan punteadas en la figura 110) y se procura determinar su respectiva situación de tal modo que se verifique siempre que el producto de D_x por x, así como el de D_y por y, lo mismo que el de D_z por z, etc., nos den siempre el mismo valor.

La situación del borde de salida es algo arbitraria. Se debe únicamente tener en cuenta que no resulten los álabes demasiado largos y que el punto de salida a no se tome demasiado cerca del eje. Una «curva de nivel» no reúne desde luego condiciones adecuadas para que la tomemos en cuenta como curva de salida.

En los rodetes normales dijimos que la velocidad de salida c_2 para los diferentes puntos de salida desde a hasta e podía considerarse la misma; esto no puede aplicarse a los rodetes rápidos; claro es que para los puntos e, d y c también en nuestro caso se obtendrán valores de c_2 aproximadamente iguales, pero, en cambio, en a y en b resultará c_2 bastante mayor, puesto que la sección de salida es mucho más pequeña. Para calcular, por ejemplo, el valor de c_2 en el punto b, se traza una curva de nivel que pase por este punto y que nos da la longitud $l = 0{,}53$ y el diámetro del centro de gravedad $D_{2b} = 0{,}58$ m.

La superficie de salida en este punto es una superficie de revolución:

$$D_{2b} \cdot \pi \cdot l = 0{,}58 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}53 = 0{,}97 \text{ m}^2.$$

Como el caudal $Q = 5$ m³, resulta aproximadamente:

$$c_2 = \frac{5}{0{,}97} = 5{,}2 \text{ m/seg.}$$

Hay que considerar que, en realidad, sólo la cuarta parte de Q es la que circula entre las líneas a y b y que además es insignificante la reducción de sección a causa de las paletas.

De modo análogo se determinan las velocidades de salida para los puntos *a*, *c*, *d* y *e*. Después de conocido esto puede procederse a proyectar con más detalle las paletas, como se hace en el párrafo **15** para un rodete normal.

15. Construcción de los álabes del rodete

Como ya indicamos al hablar del movimiento del agua en las turbinas, resulta éste bastante complicado en las del tipo Francis, toda vez que las paletas del rodete se alabean en diferentes planos y adoptan formas complejas. Si se quisieran estudiar las condiciones en que el agua circula por estos canales y establecer teóricamente las trayectorias y relaciones de presión, deberíamos resolver el problema del movimiento considerando las tres dimensiones del espacio, pero hasta hoy no ha sido posible abarcarlo en toda su magnitud. Varios investigadores han intentado, con ciertas hipótesis, reducirlo a un problema de dos dimensiones, obteniendo en definitiva escasos resultados prácticos y de dudosa aplicación a las construcciones. Debemos citar, en primer término, las investigaciones de *Prasil* (1), *Lorenz* (2), *Kaplan* (3) y *Bauersfeld* (4).

En la práctica, hay que atenerse actualmente al resultado de pruebas y ensayos, ya que una determinación teórica y exacta de las superficies que han de tener las paletas es completamente imposible. Solamente se puede llegar a obtener rodetes que funcionen perfectamente bajo todos los aspectos y que además den un rendimiento elevado, preparando modelos y probándolos a fondo en labo-

(1) PRASIL, «La determinación del perfil de las coronas y de las paletas en turbinas y bombas centrífugas» (artículo del *Schweiz. Bauzeitung*, tomo XLVIII, página 277).

(2) LORENZ, «Nuevos fundamentos para la teoría de las turbinas hidráulicas» *(Z. f. d. ges. Turbinenwesen*, 1905, pág. 257); *Neue Theorie und Berechnung der Kreiselräder*, 1906.

(3) KAPLAN, «La teoría de las turbinas en dos dimensiones» *(Z. f. d. ges. Turbinenwesen*, 1912, pág. 533) y KAPLAN-LECHNER, *Turbinen-Schnelläufer*, Oldenbourg, 1931.

(4) BAUERSFELD, «Construcción de las paletas Francis según la teoría de Lorenz» *(Z. VDI* 1912, pág. 2045).

ratorios y estaciones de ensayo; así proceden hoy todas las grandes casas que se dedican a este ramo y también se encuentran laboratorios de esta clase para fines de investigación en las escuelas técnicas.

La manera de comportarse la rueda construída como modelo, que puede naturalmente hacerse a reducida escala, da, desde luego, una buena orientación sobre la forma en que trabajará después la rueda en las condiciones reales, así como respecto al rendimiento que podemos esperar (1).

Para el primer proyecto de la paleta de un rodete o para construir un modelo de rueda con fines de ensayo, se recurre todavía hoy a la vieja teoría de los «filetes líquidos», ya que otras teorías más complicadas no han conseguido mejores resultados. En general, se ha continuado utilizando esta sencilla teoría que parte de la base de la continuidad de los filetes líquidos o chorros elementales, y divide el caudal en diferentes láminas líquidas en cada una de las cuales circula la misma cantidad de agua, estando idealmente separadas entre sí; aunque esta hipótesis no corresponda exactamente a la realidad de la circulación del agua, ya que la curvatura de los álabes remueve y entremezcla las láminas líquidas, como se ha podido observar, las inexactitudes no influyen esencialmente en el resultado, puesto que en último término no se trata de lo que pase en cada una de las láminas de agua, sino en toda la superficie de la paleta y de que el tránsito flúido sea lo más regular posible desde la entrada hasta la salida.

Vamos a indicar ahora, como ejemplo, la construcción de los álabes del rodete correspondiente a la turbina normal (párrafo **14,** A) que acabamos de calcular; el resultado que obtengamos representará sólo una de las muchas posibilidades de explicarse en la práctica el modo de circular el agua y de obtener rodetes en cierto modo utilizables. Perfeccionamientos sólo podrán obtenerse en el terreno experimental. La construcción elegida para nuestro ejemplo procede del profesor *Pfarr*, si bien se han tenido a la vez en cuenta los más modernos conocimientos de este ramo.

(1) OESTERLEN, *Z. VDI.*, 28, pág. 1744. También puede consultarse THOMA, *Z. VDI.*, 25, pág. 329, y STAUFER, *Z. VDI.*, 25, pág. 415.

A) Secciones de los álabes

Como ya se explicó en *f* (pág. 100) al presentar un ejemplo de cálculo, se considera dividido el rodete en un número de turbinas parciales, lo que dió lugar a las líneas de trayectorias de *a* hasta *e*. Al mismo tiempo quedó determinado el perfil de salida de los álabes. Ahora procede dibujar el álabe en varias secciones o cortes, dándose éstos por superficies que comprenden las líneas de trayectoria, y

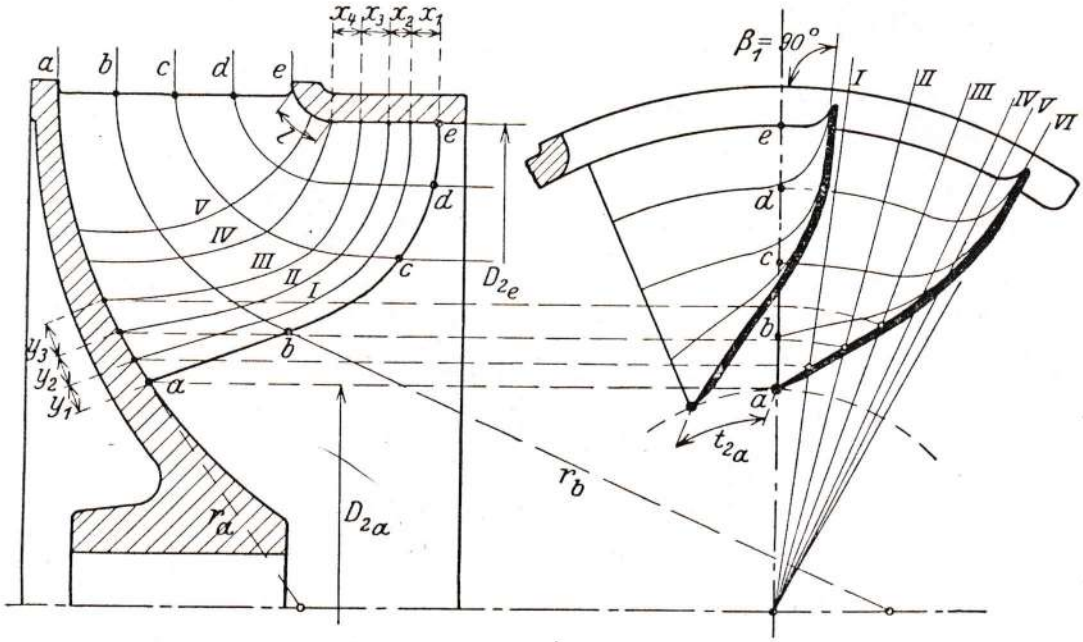


Fig. 111

Fig. 112

como éstas son rectilíneas en su extremo, como se ve en la figura 111, la superficie de revolución obtenida al girar alrededor del eje resulta cilíndrica o cónica y por tanto puede desarrollarse en un plano para conocer las dimensiones reales y forma del álabe. Si se exige que c_2 y u_2 deben ser perpendiculares en todos los puntos, podremos determinar los triángulos de velocidades para todos los puntos de salida de *a* hasta *e* y deducir de ellos el ángulo β_2. Esto se ha hecho para el caso de la figura 113 y precisamente en escala 1 : 10. La velocidad tangencial en *e* será, por ejemplo:

$$u_{2e} = u_1 \frac{D_e}{D_1} = 7{,}2 \frac{1}{1{,}05} = 6{,}85 \text{ m/seg.}$$

Esta velocidad disminuye proporcionalmente al diámetro, mientras que c_2 es igual en todas partes, como ya se supuso al establecer el cálculo. Del diagrama de la figura 113 se obtienen a la vez las divisiones t_2 del álabe en

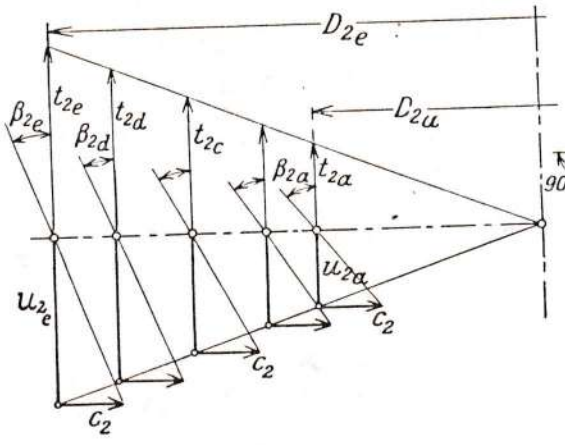


Fig. 113

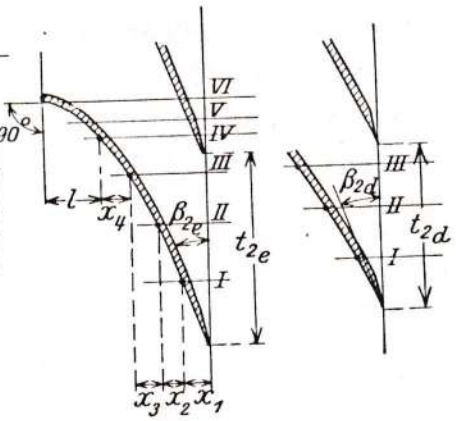


Fig. 114

la suposición de que la turbina contendrá 16 álabes en el rodete. Así sale, por ejemplo, para el punto de salida a que $t_{2a} = \frac{460 \cdot \pi}{16} = 90{,}3$ y un ángulo $\beta_{2a} \sim 40°$. Para e se obtiene

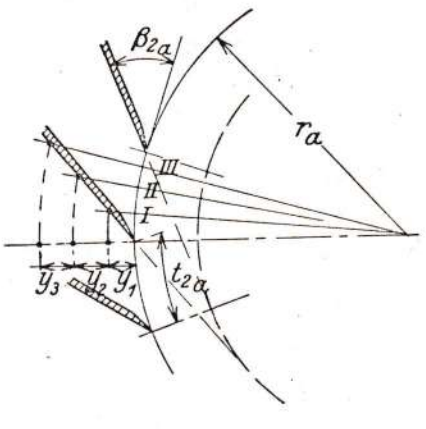


Fig. 115

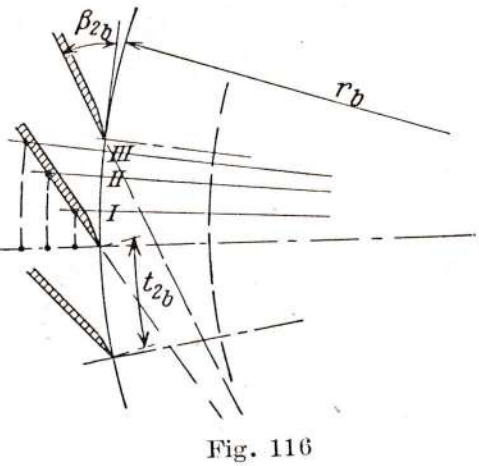


Fig. 116

un valor más grande de t_{2e}, en cambio un valor más reducido del ángulo $\beta_{2e} \sim 21°$.

Para las secciones cilíndricas e y d pueden dibujarse directamente las partes finales del álabe desarrollado (figura 114) conservando el mismo ángulo y prolongándose con una curvatura cuya disposición debe ciertamente ser comprobada después.

Para las secciones cónicas a y b se representan en las figuras 115 y 116 los desarrollos de los conos cuyas generatrices son los radios r_a y r_b. Como han demostrado las más recientes investigaciones (pág. 85), sólo se deben conservar los ángulos β_{2a} y respectivamente β_{2b}, pudiendo incluso suponer que los álabes mismos se consideran sencillamente rectilíneos. (El corte por el extremo del álabe que corresponde al punto c no se ha representado especialmente porque al final resulta ejercer poca influencia en la definitiva superficie de los álabes.)

B) Representación en los planos y secciones radiales

Las secciones de los álabes que hemos encontrado (figuras 114, 115 y 116) deben ahora trasladarse a las dos proyecciones del rodete (figs. 111 y 112), para lo cual puede procederse del modo siguiente. En la sección horizontal (figura 112) se toma la posición de los puntos de salida desde a hasta e sobre una línea recta. Para mayor simplicidad podemos escoger la línea media. (Esto no es indispensable, pero es más sencillo. Cualquier otra línea recta, o si queremos escoger una curva, lo mismo puede llevarnos al objeto que perseguimos y hasta puede darnos mejores formas para las paletas.) Al lado de esta línea media dibujada se trazan ahora una serie de secciones radiales I a VI a diferentes distancias y se trasladan a las secciones desarrolladas de los álabes. Así se obtienen en estas secciones puntos de intersección que se pueden trasladar a su vez a las proyecciones del rodete. Las distancias x_1 a x_3 se toman, por ejemplo, en la trayectoria $\widehat{ee}$ y las distancias y_1 a y_3 en la dirección de $\widehat{aa}$ (fig. 111). Lo mismo puede decirse para las intersecciones que se obtengan en el desarrollo de las capas d y b. Así se pueden determinar las secciones radiales I, II y III en la proyección vertical, y su traza bastante uniformemente repetida nos demuestra bien a las claras la continuidad que se obtendrá para la forma de la superficie de los álabes. (Con estos resultados obtenidos puede en todo caso rectificarse la forma de terminar los álabes en las secciones desarrolladas.)

Se completa en primer término la sección del álabe $\widehat{ee}$

puesto que le faltan aún el trozo x_4 y el arco l hasta el punto de entrada. Obsérvese que éste debe formar un ángulo $\beta = 90°$, como se aceptó en nuestro ejemplo. Esta sección alcanza, como se ve en la figura 114, hasta la sección radial VI. Así, pues, puede ser transportada punto por punto a la proyección horizontal (fig. 112) llevándola también hasta la línea VI.

Las intersecciones de las curvas III, II y I de la figura 111 con las trayectorias $a \div d$ deben corresponderse perpendicularmente en la proyección horizontal (fig. 112), con lo que se pueden dibujar las proyecciones hasta la sección radial III. Se completa esto prolongando con una sencilla curva hasta la corona exterior donde deben acabar en dirección radial. Finalmente los puntos de intersección obtenidos en esta proyección con las secciones radiales IV y V se transportan, a la izquierda, a la proyección de la figura 111, con lo que se obtienen las curvas IV y V. También éstas deben tener un recorrido bastante regular; en caso contrario se pueden modificar las trayectorias en la proyección de la derecha a fin de obtener álabes más perfectos.

La proyección de la figura 112 señala la forma de la paleta en su verdadera disposición, al paso que en la proyección de la figura 111 todos los puntos están en el mismo plano y por tanto la paleta tendrá en la realidad una forma distinta de la que marca el dibujo.

C) Secciones para el modelo y moldes de paletas

Como las paletas se construyen casi siempre de plancha y se estampan al rojo con fuerte presión por medio de un molde, se hace preciso construir antes el citado molde de modo que corresponda a la forma de la paleta que acabamos de determinar. Con este objeto se trazan diferentes planos a una distancia unos de otros aproximadamente del grueso de un tablero, o sea unos 25 mm, para determinar sus intersecciones con la paleta, las cuales, conocidas, nos facilitarán la construcción del molde; hacia el final de la paleta y a causa de la fuerte curvatura que allí presenta, es conveniente determinar las secciones a menor distancia.

En el corte de la figura 117, para hacer más clara la exposición se han indicado solamente nueve de estos planos cuyas trazas se señalan con los números 1 al 9, estando los números 6, 7, 8 y 9 más próximos entre sí que los primeros por la razón que se acaba de apuntar; ahora buscaremos los puntos de intersección de estos planos con las líneas I ÷ VI, trasladándolos a la otra proyección, lo que se efectúa en la forma desarrollada en el dibujo para el plano 5.

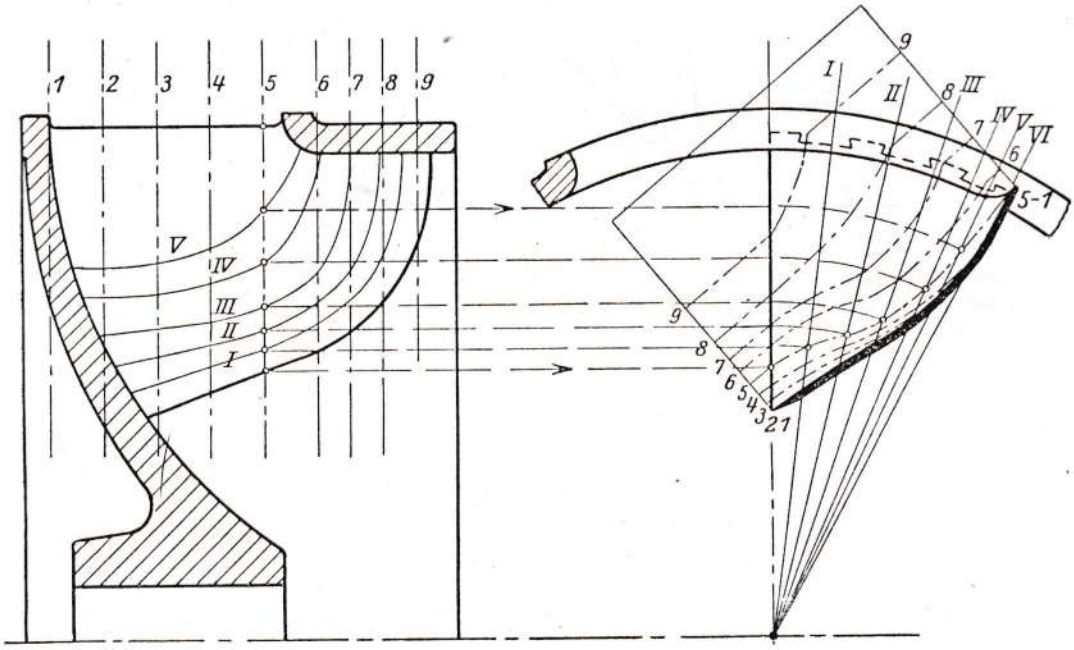


Fig. 117

Los puntos en que dicho plano corta a las líneas I ÷ VI y a la que marca el borde de la paleta se trasladan por las líneas de trazos a la otra proyección en la línea media, y desde ésta, por arcos de círculo, a las correspondientes secciones radiales I ÷ VI, resultándonos los puntos marcados en la figura con circulitos. La unión de estos puntos nos da la línea de puntos designada 5, habiéndose dibujado también, aunque sin indicar la construcción auxiliar, las secciones correspondientes a los nueve planos. En realidad, lo que se ha hecho es hacer girar la paleta alrededor del eje de la turbina hasta colocarla en el plano del corte de la figura, y luego, encontrado el punto de intersección que es dado directamente, deshacer el giro anterior. Ahora las nueve curvas dibujadas representan la sección con la paleta de diferentes planos paralelos, y si

tomamos tableros del grueso antes indicado se puede dibujar en cada uno la línea obtenida correspondiente en una de las caras y la siguiente en la otra cara, cortando después el tablero por dichas líneas, lo que será fácil, ya que dada la regularidad con que varía la curvatura de la paleta entre dos secciones próximas la diferencia será pequeña; para el extremo se toman tableros más delgados de acuerdo con la distancia entre los planos. Los tableros unidos forman un bloque o molde que sirve para fundir otro molde de hierro, por lo cual se habrán de tener en cuenta las contracciones que este último sufrirá al enfriarse, y para que se corresponda con la forma exacta de las paletas se aumentan las medidas del molde de madera en lo que importarán luego las mermas; esto se hace simplemente colocando gruesos de papel entre los tableros obtenidos. Reunidos ya los tableros y alisados en las juntas nos dan el molde que se representa en la figura 118, con el cual se obtienen las dos estampas de fundición o de acero fundido que se colocan en la prensa y sirven para dar la forma a las paletas; estas estampas o moldes se pueden ver en la figura 119, deduciéndose la superior de la primeramente obtenida por medio de una forma de yeso que se moldea sobre la inferior (teniendo en cuenta el grueso de las paletas) y que sirve a su vez de modelo para la fundición.

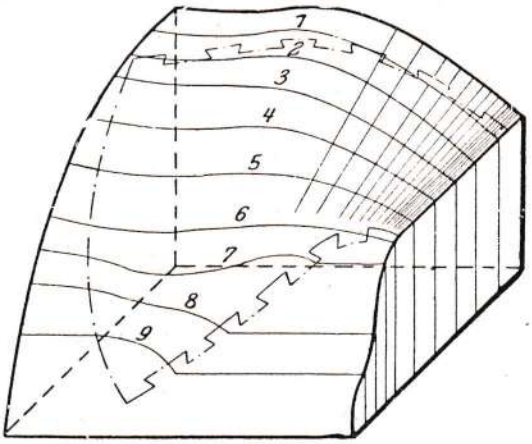


Fig. 118. — Molde de madera para fundir las estampas con que se embuten los álabes de las turbinas Francis.

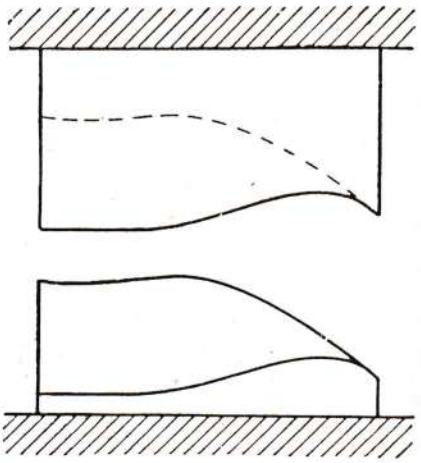


Fig. 119. — Estampas para moldear en caliente los álabes de plancha de las turbinas Francis.

Las paletas se dejan con un borde de a lo menos

15 mm de ancho, por los lados en que deben dejarse incrustadas en la corona, reborde que suele galvanizarse y además se recorta formando como colas de milano para su mejor adherencia (véase el trozo de plancha preparado en las figuras 117 y 118).

La fijación de las paletas en las coronas se hace fundiendo el rodete en un molde donde ya se hallan fijadas las paletas, de forma que todo quede en una sola pieza. El procedimiento es el siguiente: una vez moldeada la superficie interior de una corona del rodete se colocan todas las paletas, comprobando bien exactamente las distancias entre unas y otras, por medio de galgas, etc., y rodeándolas de arena hasta que se mantengan fijas; entonces se rellenan y apisonan los espacios entre paletas que deben formar los canales y sobre este conjunto se moldea o conforma lo que debe ser la corona superior por su cara interna. Posteriormente se moldea la parte exterior de las coronas, de manera que se prepara: una caja superior para una de las coronas, otra intermedia para las paletas y otra inferior substituída a veces por el suelo de la fundería para la otra corona.

16. Regulación de las turbinas Francis. — Paletas directrices. — Características

A) Objeto de la regulación

El objeto que se persigue con la regulación de las turbinas es doble. De una parte debe estar dispuesta la regulación de manera que la turbina se acomode a funcionar en las condiciones variables que en casi todos los saltos se presentan, pues si disminuye, verbigracia, el caudal y la turbina conserva la misma sección de salida, pronto empezaría a bajar el nivel en la cámara de agua, disminuyendo así considerablemente la potencia, y por tanto se hace indispensable establecer una disposición que permita en tales casos disminuir la sección de paso de agua, con lo que al menos se conservará constante la altura del salto. En

segundo lugar, la regulación es necesaria para acomodar la turbina a las distintas cargas en forma que se conserve lo más constante posible el número de revoluciones: aunque una turbina Francis no pueda aumentar indefinidamente su velocidad (ya se demostró que como máximo puede alcanzar el 1,8 de su velocicad normal, véase párrafo **7**) y no haya peligro por este lado, no obstante con las oscilaciones de carga se presentarían, a su vez, oscilaciones de velocidad caso de no aumentar o disminuir el caudal de agua en la forma que corresponda a cada carga. Este segundo objeto de la regulación es casi siempre alcanzado en la misma forma que el primero, o sea, por variación de la sección de salida del agua.

En molinos y otras máquinas, hasta en generadores de corriente continua, no tienen especial importancia las pequeñas variaciones de velocidad o pueden en todo caso compensarse con reguladores de tensión (véase pequeñas turbinas, al final del capítulo). En cambio en las centrales de corriente alterna, hoy muy generalizada, se exige una velocidad siempre constante a causa de la frecuencia que es forzoso mantener fija.

Si por disminuir el caudal, llega a bajar el nivel como se acaba de explicar y en lugar de la altura H queda ésta reducida a H_1 según las relaciones que se dedujeron en el párrafo **10,** tendremos: $H_1 : H = Q_1^2 : Q^2$. Por lo tanto, si baja el caudal de 1 m³ hasta $Q_1 = 0{,}7$ m³ y suponemos que $H = 6$ m, resultará ahora:

$$H_1 = 6 \cdot \frac{0{,}7^2}{1} = 6 \cdot 0{,}49 \sim 3 \text{ m.}$$

La potencia se habrá reducido desde unos

$$N \eqsim 10 \cdot Q \cdot H \eqsim 60 \text{ caballos hasta } N_1 \eqsim 10 \cdot Q_1 \cdot H_1 \eqsim 21 \text{ caballos,}$$

viéndose claramente la importancia que tiene esta cuestión.

Evidentemente que si la instalación comprende varias turbinas debe limitarse la regulación del caudal en lo posible a una sola turbina, a fin de que las demás trabajen con la carga más favorable (véase curvas de rendimiento, página 96).

Antiguamente se colocaba, para conseguir la regulación, un simple registro en el tubo de aspiración, o bien se instalaba sobre la rueda directriz un obturador anular con lo cual se estrangulaba el agua, bien a la entrada o bien a la salida de la turbina. Pero estas disposiciones tienen el inconveniente de que el rendimiento de la turbina baja mucho cuando se maniobra el registro de regulación, aparte de los muchos torbellinos que se forman y que pueden determinar un desgaste extraordinariamente rápido en los álabes, ya que en los torbellinos se desprenden siempre burbujas de aire que provocan una fuerte oxidación de los álabes y coronas, y el continuado arrastre de las capas oxidadas y la formación de otras nuevas determinan, al cabo de poco tiempo, grandes corrosiones muy características y que han sido repetidamente observadas.

La regulación que se emplea actualmente, lo mismo en las turbinas Francis que en las del tipo hélice, es casi exclusivamente la ideada por *Fink* por medio de paletas directrices giratorias.

B) Paletas directrices giratorias

Las paletas se construyen de hierro o de acero fundidos, y como indica la figura 120 son giratorias alrededor de una espiga, con lo que se obtienen, según la posición de la paleta, variaciones en la sección.

La manera de variar las condiciones de entrada del agua y la influencia que esto tiene en el rendimiento fué ya explicado en el párrafo **11**, C.

Si se quiere dibujar la forma de las paletas se puede proceder del modo siguiente: Sobre la circunferencia trazada con el diámetro interior de la corona directriz D_0 se toma el paso t_0 y además el ángulo $\alpha_0 = \alpha_1$, como indica la figura 120, a fin de que la curvatura interior de la paleta corte después bajo dicho ángulo a la circunferencia D_0. Con ello se obtiene la circunferencia $e_0 = D_0 \operatorname{sen} \alpha_0$ a la que se le trazan tangentes desde puntos de la circunferencia D_0 separados por la distancia t_0. En éstas puede tomarse la magnitud a_0 espacio libre entre dos paletas y el espesor s_0 (figura 105) y ahora se dibuja la curvatura interior como un

arco de circunferencia con el centro sobre la circunferencia e_0. El resto de la forma de la paleta se obtiene por tanteos. Resulta favorable un perfil simétrico y esbelto como el de la figura 120. Hay que tener siempre cuidado especial en que la sección entre dos paletas vaya ensanchando con uniformidad hacia afuera y que las paletas en posición de cierre (véase a la izquierda del dibujo) se cubran bien. La espiga que atraviesa la paleta, como se ve en el detalle de

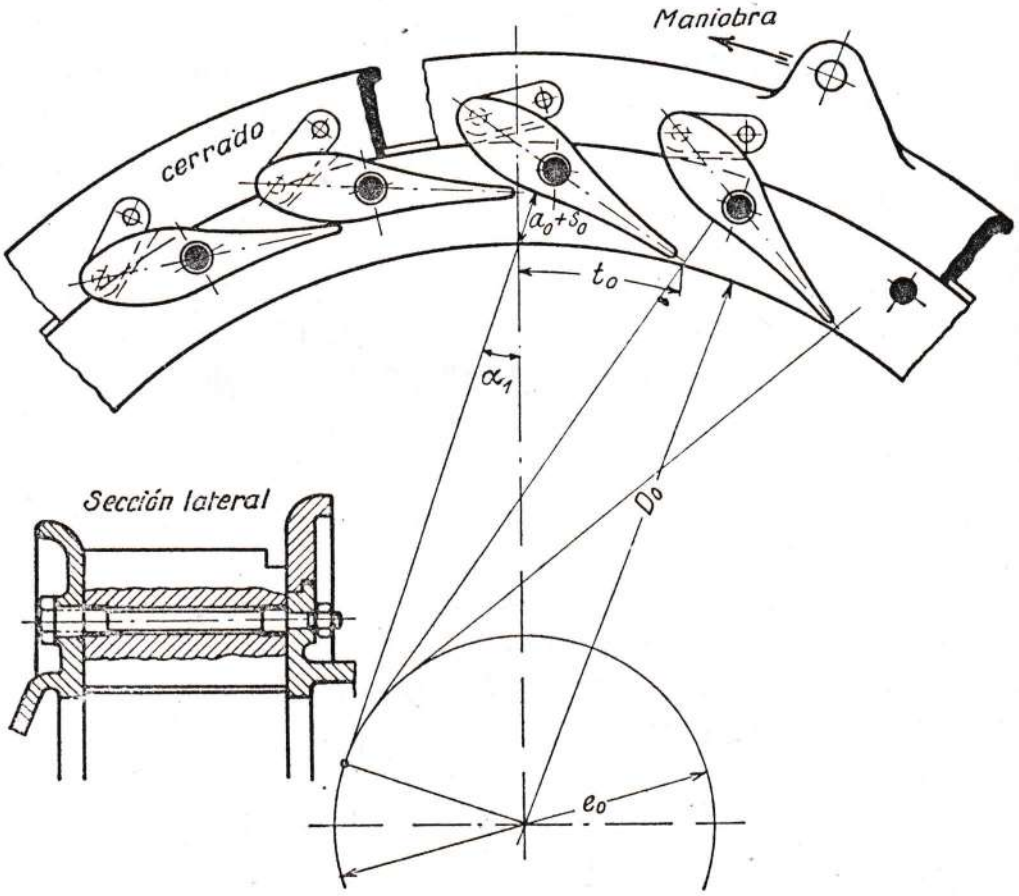


Fig. 120

la misma figura, debe estar dispuesta de manera que se pueda sacar por uno de los lados a través de la tapa de la corona directriz a fin de cambiar fácilmente cualquiera de las paletas.

El accionamiento o giro de todas las paletas se efectúa simultáneamente por medio de bielas que se unen por un lado a unos pequeños pernos que llevan las paletas y por su otro extremo a sendos tornillos sujetos en una corona exterior que puede girar de manera que al maniobrar esta corona

giran simultáneamente todas las paletas arrastradas por las bielas. Las bielas son casi siempre de bronce de máquinas, y los pernos de latón. En los taladros de las paletas se introducen a presión dos pequeños casquillos de bronce.

En lugar de paletas con perfil curvado en el extremo, se construyen muchas paletas de perfil recto en la forma que se indica en la figura 121. Como se explicó en el párrafo **11**, A, basta para ello mantener a la salida el ángulo α_0 y un aumento inmediato de la sección que sólo puede ser favorable a la conducción del agua.

Por tanto, basta transportar el ángulo α_0 que exactamente nos representaría el filete líquido medio, pero que sin

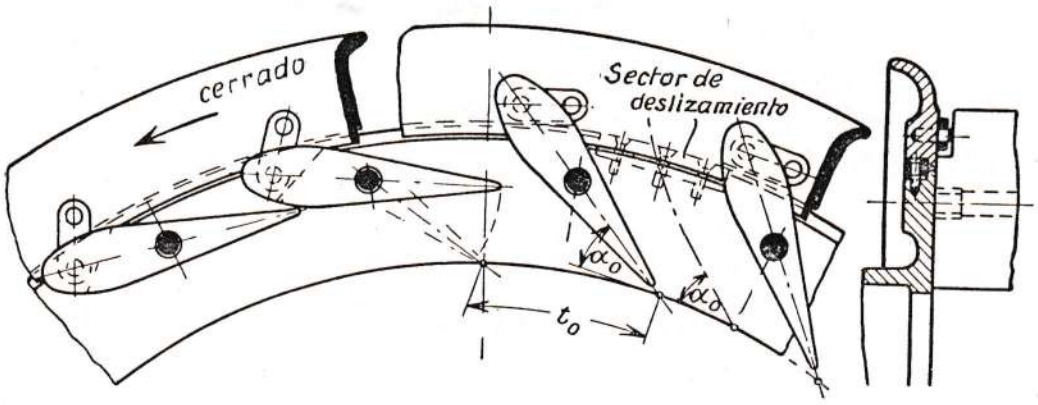


Fig. 121

error apreciable podemos tomar como la línea media de la paleta. El resto del proyecto se resuelve de nuevo según los puntos de vista ya mencionados. En las turbinas grandes la corona de regulación no se apoya completamente alrededor de toda la corona directriz, sino que consta sólo de unos cuantos sectores de deslizamiento como indica la figura 121, con lo que el rozamiento disminuye bastante. Estas deslizaderas son de bronce o bien de madera de guayacán.

El accionamiento de la corona de regulación se efectúa desde un eje de regulación como se representa, por ejemplo, en la figura 122. El segundo eje que se ve a la izquierda es de poca longitud y gira entre dos cojinetes quedando conectado al eje de regulación de la derecha por medio de dos bielas y un tirante. Como se pueden interponer cuerpos extraños entre las diferentes piezas que giran (hielo, piedras o trozos de madera) deben construirse todas muy

reforzadas. Otro modo de accionar la regulación a base de una palanca angular y dos tirantes lo muestra la figura 146,

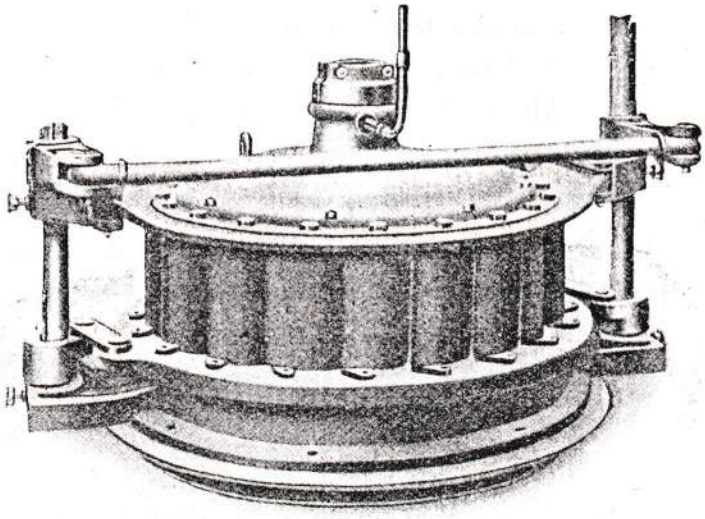


Fig. 122

y se utiliza muy a menudo tanto en turbinas de eje horizontal como vertical.

En las turbinas en espiral, que más adelante describiremos, y en las grandes turbinas abiertas, es corriente

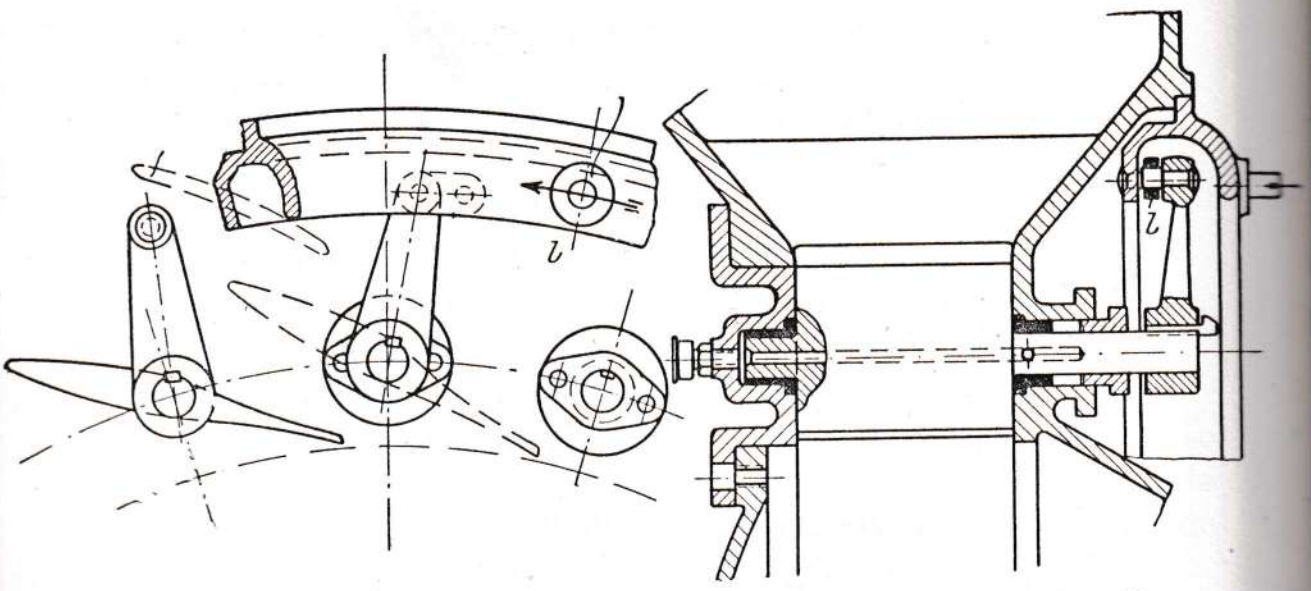


Fig. 123. — Disposición de paletas Fink para turbinas en espiral; la flecha indica el sentido de movimiento para el cierre

emplear en lugar de bielas o deslizaderas la disposición de las figuras 142 y 152 para accionar las paletas (véase tam-

bién la figura 123 con este tipo de regulación, denominado «regulación exterior»). Cada paleta tiene un eje que atraviesa una de las paredes con un cojinete provisto de prensaestopas llevando en su extremo una palanca *l* calada o acuñada, como indica muy bien el corte de la derecha; todas las palancas son arrastradas simultáneamente por un anillo. La ventaja de este sistema es la de que todos los elementos de la regulación quedan fuera de la corona, con lo que no se hallan expuestos a la acción del agua corriente, son más accesibles y se obtiene en definitiva una forma mucho más sencilla para las paletas; el inconveniente es de que lleva más piezas, resultando la construcción más cara, y no queda tan sólido el conjunto formado por las dos paredes o coronas directrices, puesto que el eje de la paleta antes formaba un tirante de la una a la otra y ahora queda libre y flojo de un extremo quitando trabazón, pero esto se remedia dejando unos nervios especiales, como indica claramente la figura.

C) El regulador

El accionamiento de la regulación, ya sea ésta por paletas giratorias o por registro, puede efectuarse a mano o automáticamente; pero como la fuerza necesaria para este objeto es a veces de gran importancia, se recurre muchas veces a los *reguladores de acción indirecta*. El regulador en sí es análogo al de una máquina de vapor y acciona una válvula que permite la entrada de agua o aceite a presión elevada en el interior de un cilindro, obrando sobre un émbolo y por medio de éste sobre la palanca de regulación; estos *reguladores* se llaman *hidráulicos* o *de presión de aceite*. En otros tipos, en lugar de válvula, se acciona una horquilla que mueve unas correas, y embraga o desembraga unas poleas que hacen girar el eje o palanca de regulación por medio de engranajes o reducciones; estos *reguladores* se denominan *mecánicos*.

A consecuencia de este accionamiento indirecto, el modo de obrar del mecanismo regulador no puede ser naturalmente tan preciso ni tan rápido como el del regulador de una máquina de vapor; esto no obstante, se construyen

reguladores de turbinas que sólo emplean de dos a diez segundos en cerrar el paso del agua, o sea que en caso de una súbita y completa descarga de la máquina (al fundirse los fusibles o saltar un automático del generador acoplado) llevan la turbina, en el espacio de algunos segundos, al régimen de marcha en vacío, sin que entre tanto se haya elevado sensiblemente el número de revoluciones.

Como el regulador ha llegado a ser uno de los principales accesorios de las grandes instalaciones hidráulicas, debemos mencionar aquí, a la vista de la representación esquemática de la figura 124, su manera de trabajar. En la figura va indicado un regulador hidráulico de acción indirecta, que trabaja con aceite a la presión de $10 \div 25$ atmósferas. Consiste, en sus líneas principales, en un regulador de fuerza centrífuga r, una válvula de gobierno st, y el émbolo de trabajo k (denominado *servomotor)* que mueve la palanca de regulación. La maniobra tiene lugar del modo siguiente:

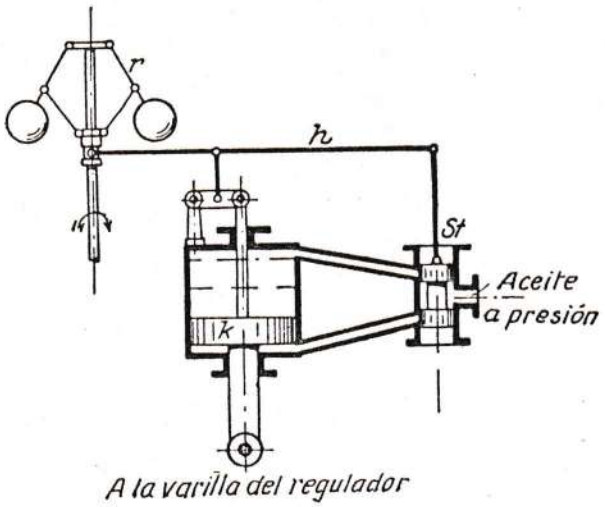


Fig. 124. — Esquema de un regulador hidráulico, con servomotor, para turbina

1. El aparato está en la posición de la figura, las revoluciones son las normales n y el mecanismo está en reposo, salvo el regulador r, que gira siempre.

2. Si n aumenta, por perder parte de su carga la turbina, el manguito del regulador sube, la válvula st baja quedando fijo el apoyo central de la palanca h; el aceite a presión pasa a la parte inferior del cilindro.

3. El émbolo de regulación k sube y cierra las paletas directrices por medio de la palanca.

4. Con el émbolo se levanta simultáneamente la palanca h y, quedando ahora fijo su extremo de la izquierda, hace que la válvula vuelva a su posición media. Claro es que este accionamiento no puede ser directamente operado

por el apoyo central de h, pues dado el brazo de palanca, el movimiento de la válvula sería muy grande; se hace, pues, preciso, para disminuir la carrera, intercalar alguna reducción.

5. Con este proceso se ha vuelto al reposo del mecanismo después de accionada la palanca; ahora queda el manguito del regulador un poco más alto que al principio, correspondiendo al nuevo estado de equilibrio una velocidad angular algo mayor.

El *diagrama de la regulación*, tal y como se obtiene en una máquina al efectuar las pruebas, se indica en la figura 125. Según sea la importancia de las masas en movi-

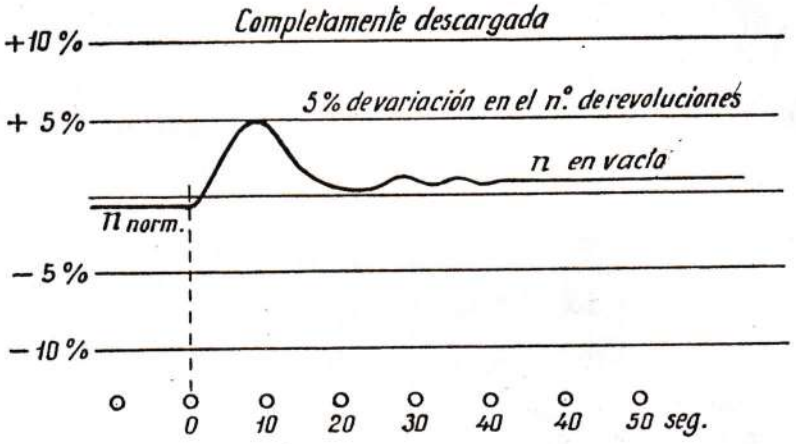


Fig. 125. — Diagrama de las variaciones de velocidad que se originan al obrar un regulador hidráulico (n es el número de vueltas por minuto)

miento y la disposición del regulador, se alcanza el nuevo estado de equilibrio con más o menos rapidez. En el diagrama se indica la velocidad normal y el aumento progresivo de esta velocidad al descargar completamente la turbina, bajando una vez llegado al aumento de 5 % por funcionamiento del regulador y quedando a los 20 segundos una velocidad casi igual a la normal, que permanece constante después de ligeras oscilaciones. Si no tuviese lugar la vuelta de la válvula a la posición normal por el mismo pistón, ocurriría que el aceite levantaría el émbolo excesivamente, cerrando demasiado las paletas y, falta la turbina de caudal, perdería revoluciones, bajando el regulador y accionando hora la válvula en sentido inverso, originándose una oscilación o penduleo alrededor de la posición

de equilibrio, pues el émbolo cerraría o abriría siempre demasiado y sería casi imposible alcanzar la posición definitiva correspondiente a la nueva carga.

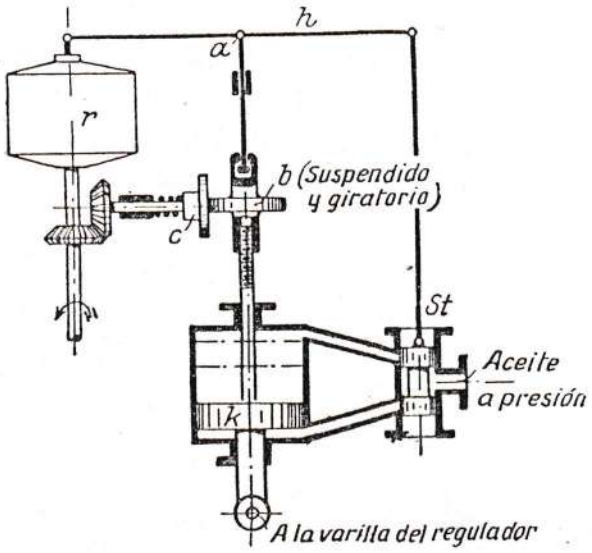


Fig. 126

Se construyen otros reguladores distintos en su funcionamiento a los descritos y que para cada variación de carga restablecen automáticamente el número de revoluciones normal. En esquema aparece representado este nuevo regulador en la figura 126. Su funcionamiento es como sigue:

1. Aparato en la posición de la figura, mecanismo de regulación en reposo y número de revoluciones n normal.

2. n aumenta, el manguito del regulador sube, la válvula baja, el aceite entra por debajo del émbolo k.

3. El émbolo sube y cierra las paletas directrices.

4. Con el émbolo sube también la palanca de regulación h y la válvula vuelve a su posición media.

5. Con esto se para el mecanismo.

6. El disco b es levantado y por rozamiento con el plato c se pone a girar atornillándose en el eje y haciendo bajar al punto a hasta que se encuentre exactamente en la misma posición 1.

Con esto se consigue llevar el manguito a su primitiva posición, o sea se alcanza la primitiva velocidad normal n.

Los reguladores hidráulicos se construyen con depósito de aire y sin él. Las figuras 127 y 128 representan, por ejemplo, el regulador con depósito de aire de J. M. Voith, de Heidenheim. En el zócalo se dispone un depósito de aceite con una bomba de engranaje colocada lateralmente que da al aceite la presión necesaria. El aceite a presión pasa por una válvula de retención y entra en el depósito, y de allí, por medio de unos tubos, a la válvula de regulación.

Si no se necesita el aceite, escapa éste por una válvula y vuelve al depósito. La válvula de regulación es del tipo corriente semejante a la corredera de las máquinas de vapor con pequeñas lumbreras, siendo la carrera muy pequeña. Por el émbolo de trabajo que se mueve en un cilin-

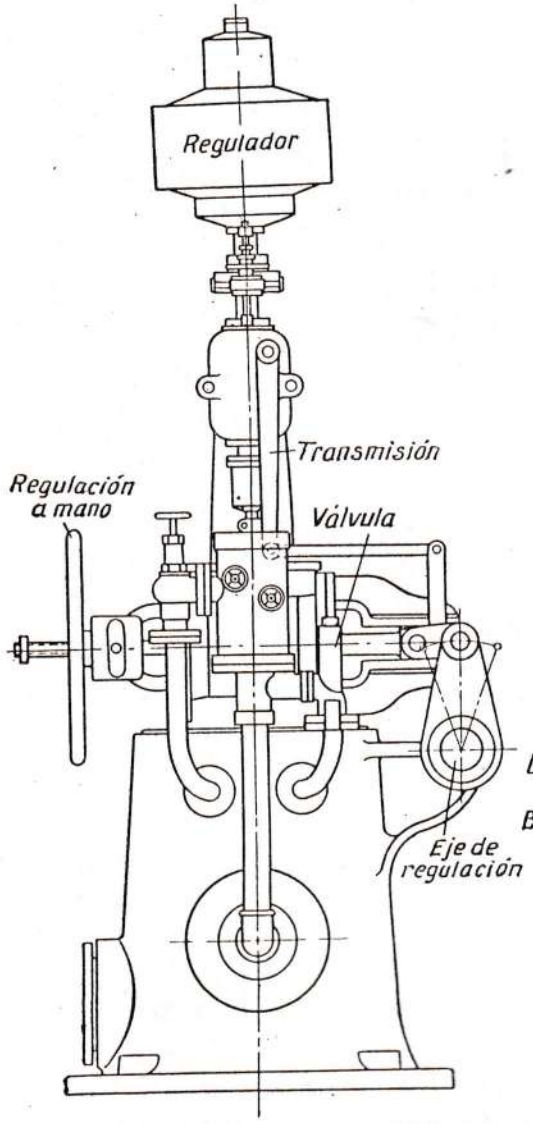


Fig. 127

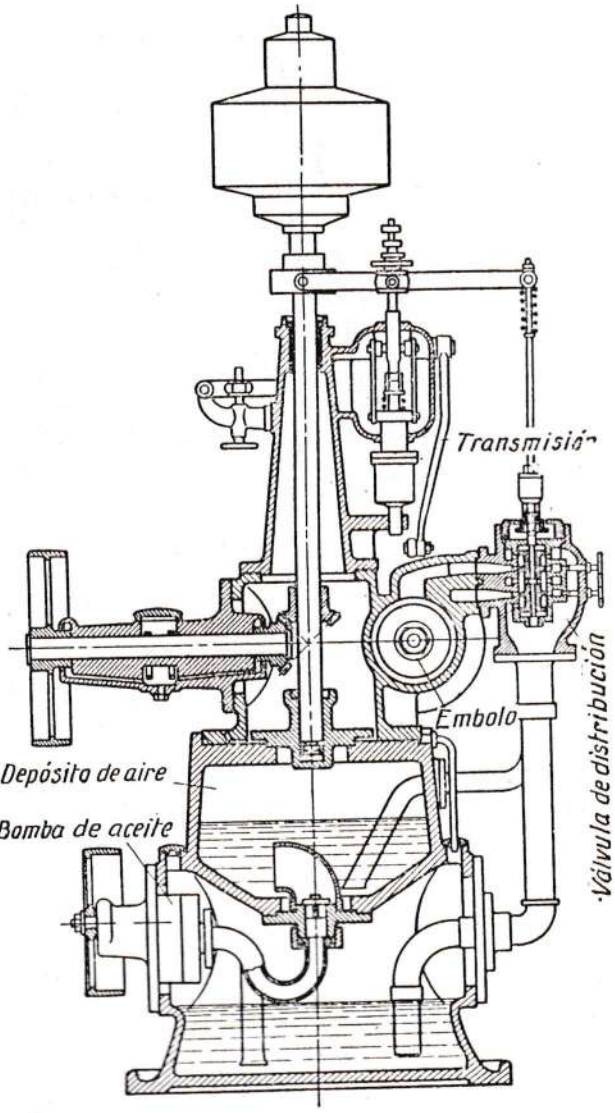


Fig. 128

dro horizontal, se acciona una manivela y ésta a su vez mueve el eje del regulador. La carrera del émbolo puede ser limitada ajustándola a mano, lo cual sirve también como regulación auxiliar, caso de que alguna vez dejase de funcionar el regulador hidráulico. La vuelta a su posición (véase esquema de la figura 124) es determinada por la varilla del émbolo por medio de juegos de palancas.

Reguladores hidráulicos de grandes dimensiones se construyen hoy en su mayor parte sin depósito de aire, pues al ser algo forzados pueden fallar en su funcionamiento. Se prefiere emplear dos bombas del tipo de engranaje que giran constantemente y según las necesidades de la válvula de regulación se ponen en posición de impeler el aceite o de girar en vacío. Una de estas bombas es pequeña y tiene a su cargo el ajuste fino de la regulación, mientras que la otra es más potente y acciona el émbolo de trabajo para llevarlo con cierta aproximación no demasiado precisa al debido lugar. La ventaja de esta disposición es su flexibilidad y el estar siempre dispuesta a funcionar aun con las mayores variaciones de carga en la turbina.

Para que se cumpla el otro objeto de la regulación (página 117) todo regulador debe poseer una limitación en su funcionamiento en el caso de que disminuya el caudal. Esta limitación se efectúa en general a mano por medio de un volante y un husillo como se puede ver en la figura 127. Automáticamente es posible también accionarlo por medio de un flotador en el canal de entrada y un cable. La casa Voith construye un regulador de nivel, patentado, con transmisión por aire comprimido, que funciona muy bien, y ofrece la posibilidad de transmitir la facultad de regular a mayores distancias como, por ejemplo, pantanos y embalses. Al bajar el nivel del agua deben cerrarse las paletas directrices para acomodarse a la menor cantidad de agua disponible (1).

D) Características y curvas de rendimiento

a) Para examinar el modo como se comporta un rodete determinado o un modelo de rueda con diferentes cargas, conviene determinar las llamadas características.

La turbina en cuestión se instala en un canal de pruebas y se hacen ensayos al freno (2) bajo desniveles de agua determinados. Así se determinan las diferentes potencias, gasto de agua y número de revoluciones para cada posi-

(1) Más detalles pueden verse en *Z. VDI.*, 1911, pág. 1522.

(2) Para estos ensayos sirven las «Normas para ensayos al freno de motores hidráulicos» dictadas por la *VDI.* en 1936.

ción de las paletas directrices y se calcula el rendimiento para cada caso. Es corriente referir todos los valores obtenidos a 1 m de salto (véase el párrafo **10**) y construir con ellos un diagrama. Así, por ejemplo, la figura 129 indica las características de un pequeño rodete normal de $D = 350$ mm construído por la casa A. Wetzig, de Wittenberg, que fué ensayado por el autor en la estación de ensayos de la Escuela superior de construcción de máquinas de Stettin. Todos los valores se han referido a la unidad de salto $H = 1$ m. Se ve que las curvas N_I son de forma como parabólica y que dan valor nulo para la ordenada N_I lo mismo cuando $n = 0$ que cuando la turbina marcha en vacío. Las curvas Q_I alcanzan su máximo para una velocidad pequeña y van disminuyendo lentamente, o sea que el caudal disminuye cuando el salto es constante a medida que va creciendo el número de revoluciones. Las curvas del mismo rendimiento $\eta = 0{,}8 \div 0{,}6$ son algo semejantes a elipses. El mejor rendimiento de 0,82 tiene lugar sobre la ordenada que corresponde a $n_1 = 155$/min en el punto de intersección con la curva de N_1 para $^3/_4$ de admisión, que son los datos para los que se había construído este rodete.

Estas características indican, pues, el partido que puede sacarse del rodete para distintas cargas y velocidades. En nuestro caso para el mejor η y con $^3/_4\ Q_I$, una potencia $N_I = 0{,}72$ y $n_I = 155$. El número específico de revoluciones sería, pues, $n_s = n_I \cdot \sqrt{N_I} = 127$ por minuto.

Si se quiere, por ejemplo, utilizar el mismo rodete con $n_I = 200$, resultan según el diagrama (fig. 129) con $^3/_4\ Q_I$ valores de $N_I = 0{,}61$ caballos y de $\eta = 0{,}7$. El número específico de revoluciones habrá subido ciertamente a $n_s = 155$. Del mismo modo se pueden calcular otros valores cualesquiera y fijar así los límites dentro de los cuales puede ser empleado el referido rodete.

b) Independientemente de estas características podemos servirnos también de las curvas de rendimiento de las que ya se habló (fig. 102) y que se determinan también por ensayos al freno para distintos valores de la admisión. Estas curvas se calcularon para velocidades constantes y expresan simplemente la dependencia o relación existente entre el rendimiento η y la admisión considerando un tipo de

rodete determinado, sea del modelo normal, del rápido, etc.

c) Como en las instalaciones hidráulicas que funcionan con poco desnivel hay que contar siempre con peque-

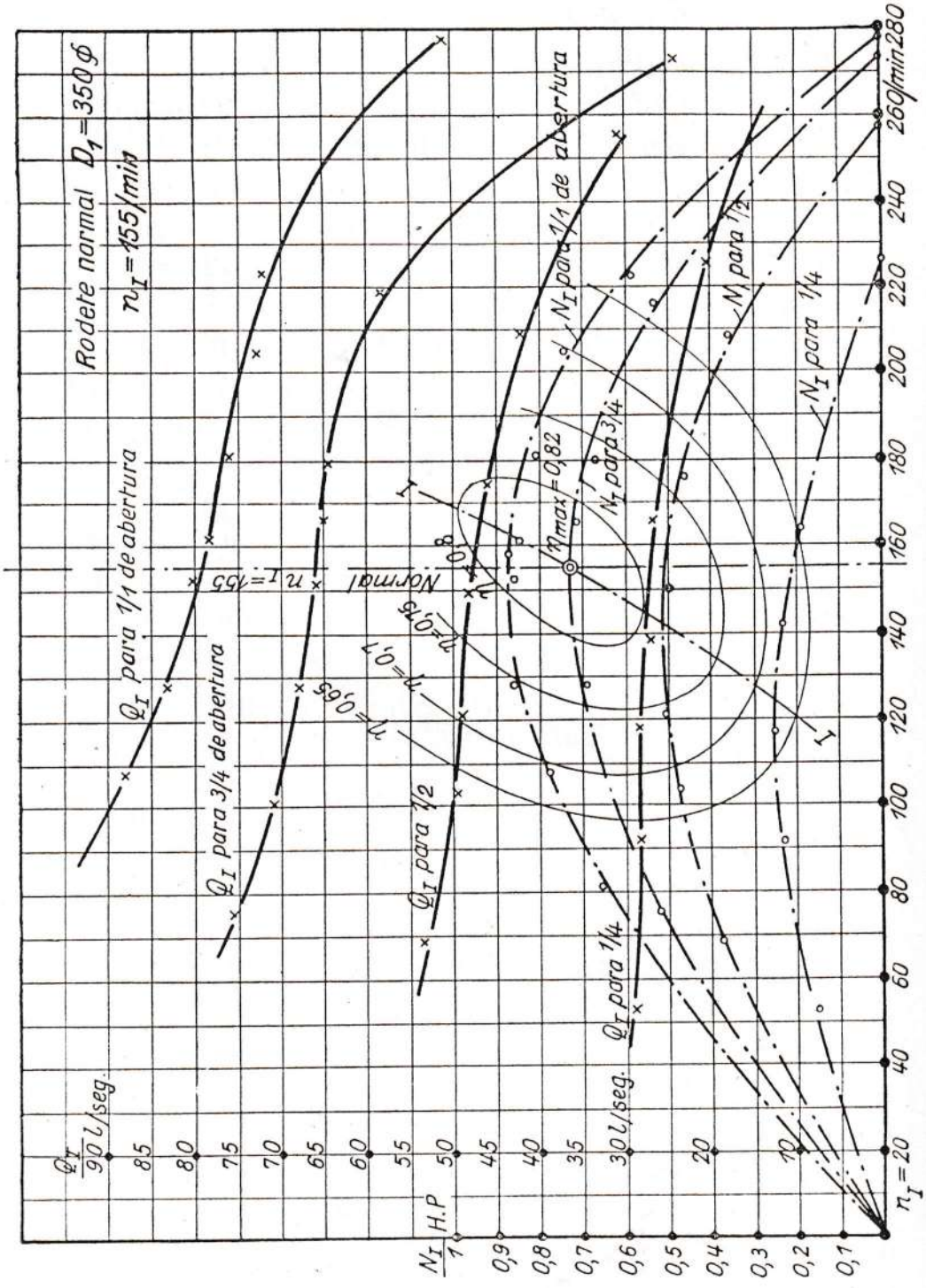


Fig. 129

ñas oscilaciones del mismo, es muy conveniente conocer por adelantado la manera como se comportará la turbina con estas variaciones de salto manteniendo la velocidad

angular constante, ya que esto último es indispensable cuando se acciona directamente un generador y puede obtenerse prácticamente por la acción del regulador.

El diagrama de la figura 130 pone de manifiesto las variaciones que sufren la potencia N, el caudal Q y el rendimiento η para variaciones del salto H manteniéndose constante la velocidad y aplicado a un rodete Francis normal (1). Se ve que la potencia presenta una variación

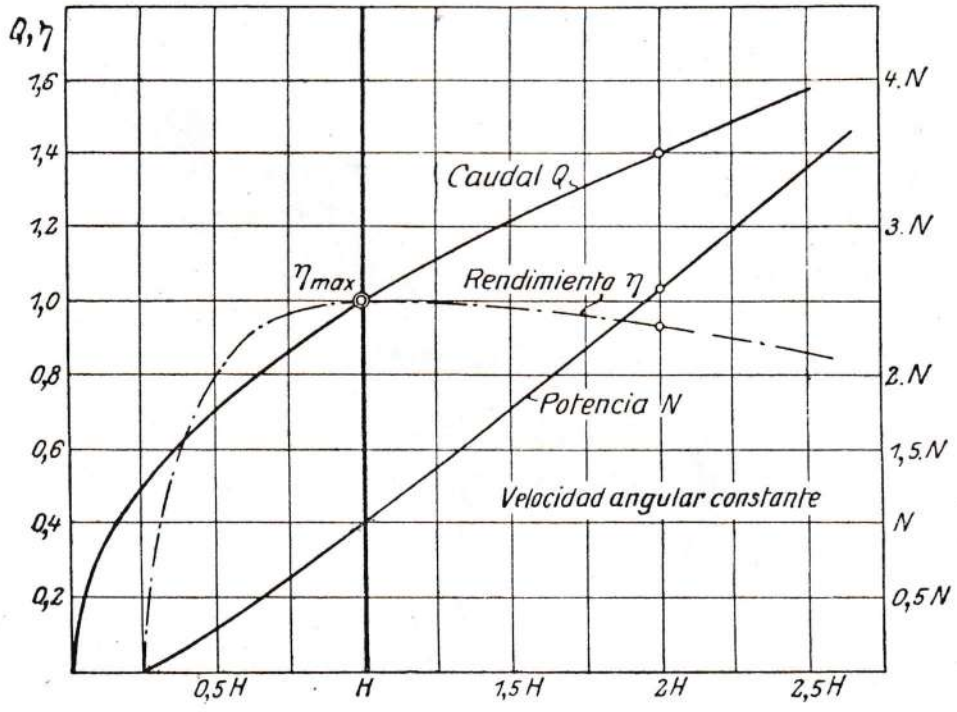


Fig. 130

lineal. Si H baja hasta 0,25 del valor normal resulta $N = 0$. El caudal aumenta y disminuye a medida que lo hace H, pero la variación viene representada por una curva algo parabólica. El rendimiento alcanza un valor máximo para el valor de H que ha servido de dato para el cálculo de la turbina y se anula, hacia la izquierda de la curva, para el valor de 0,25 H, al paso que por la derecha desciende con una inclinación pequeña, viéndose que aun para un aumento de H hasta el doble de su valor el rendimiento η sólo disminuye en una cantidad que no llega al 10 %.

En el diagrama corresponde al desnivel H una potencia

(1) DUBS, *Z. VDI.*, pág. 873.

normal N, un caudal Q y el máximo valor $\eta_{máx}$. Si aumenta la altura hasta $2 \cdot H$ aumentan la potencia hasta $2{,}6 \cdot N$ y el caudal hasta $1{,}4 \cdot Q$, pero el rendimiento se reduce a $0{,}92 \cdot \eta_{máx}$. En un ensayo al freno se obtuvo, por ejemplo, con un salto normal $H = 4$ m una potencia $N = 20$ caballos para $n = 140$/min con $\eta = 0{,}82$. Al aumentar el salto hasta $H = 8$ m manteniendo las mismas revoluciones se consiguió una potencia de unos 52 caballos, bajando el rendimiento a 0,875.

En los rodetes rápidos Francis, así como en las turbinas de hélice, se obtienen diagramas análogos al descrito de un rodete normal en la figura 130. En turbinas de hélice se observó que la curva del rendimiento η baja aún más lentamente que en los otros tipos al ir aumentando el salto.

17. Quicios

Junto con los mecanismos de regulación, representan los quicios la parte más importante de una turbina de eje vertical. Actualmente han caído en desuso los quicios sumergidos en el agua, con los cuales apoyaba el eje de la turbina directamente sobre los cimientos de la cámara de desagüe, empleándose por regla general quicios exteriores que se colocan en lugares bien accesibles.

Hace unos veinte años tenían mucha aplicación los quicios completos o de plato (quicios Fontaine) montados sobre un vástago que se sujetaba a los cimientos. El esfuerzo de rotación se transmitía desde el rodete hacia la parte superior por medio de un eje hueco (véanse las figuras esquemáticas 51 y 52, etc.). Este quicio no resulta suficiente para grandes cargas, y además la construcción de un eje hueco resulta demasiado cara, por lo cual no se emplean ya. Los tipos que se utilizan ahora con más frecuencia son los siguientes:

A) Quicios anulares sencillos

Un modelo de estos quicios se representa en las figuras 131 y 132, en las que se ve el conjunto de la construc-

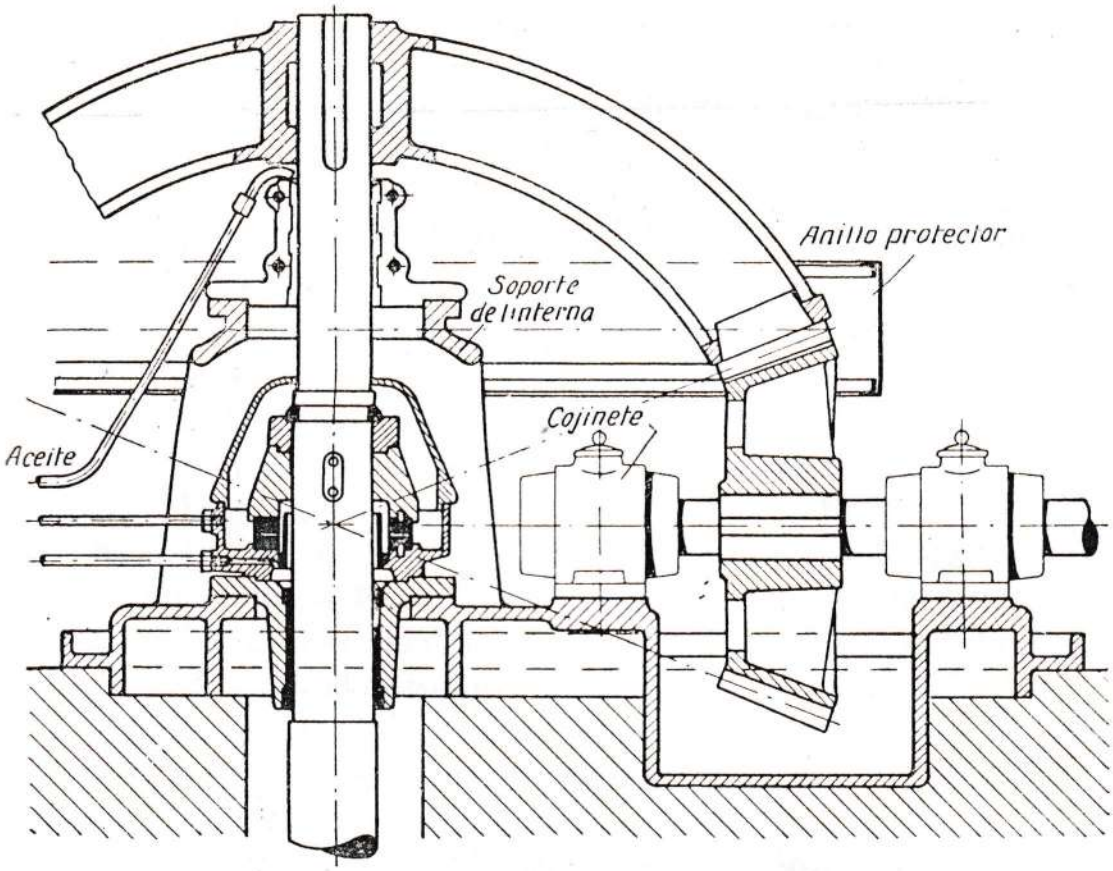


Fig. 131

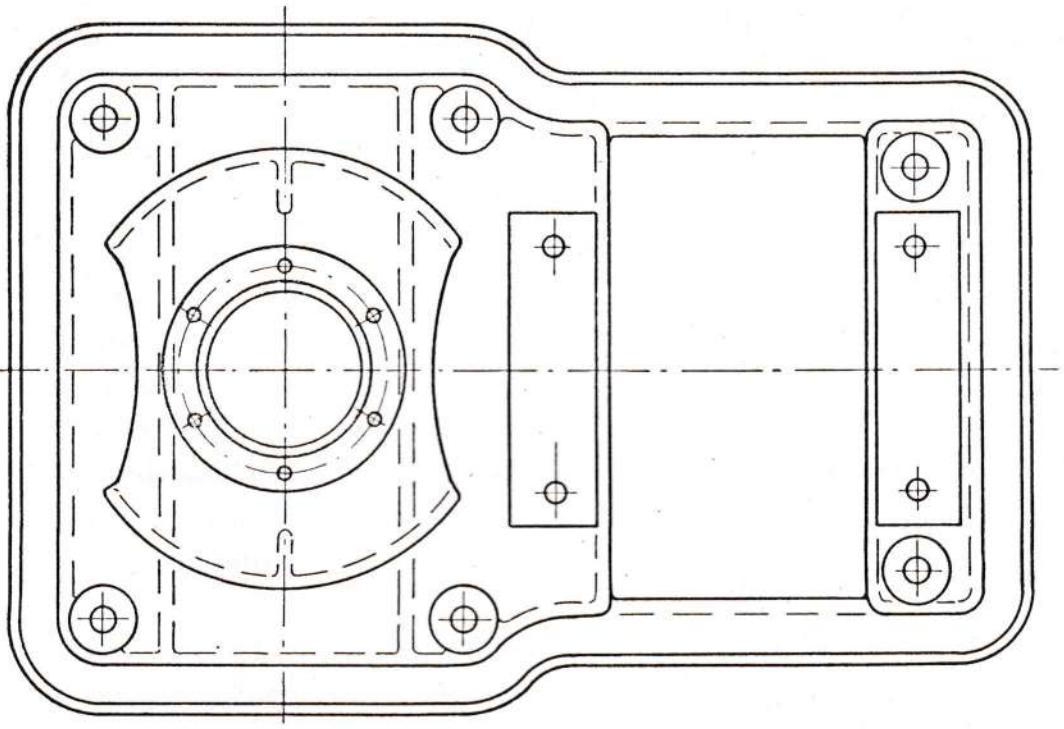


Fig. 132

Figs. 131 y 132. — Quicio anular con soporte de linterna

ción, con los engranajes cónicos y los cojinetes del eje horizontal de transmisión.

Los quicios anulares son de acero o de bronce. Las superficies de rozamiento están constantemente bañadas en aceite que se mantiene a nivel constante por un engrasador, que comunica con el interior por medio de un tubo. Para ajustar bien la altura sirve una arandela que se apoya en un encaje del eje contra un anillo de dos piezas. El quicio se halla montado en un soporte de *linterna* cuyas proporciones deben estudiarse con especial cuidado, ya que toda la carga descansa sobre él, en lugar de apoyar sobre los cimientos. En la parte superior del soporte y además por debajo del quicio se sitúan dos cojinetes para guiar y sostener al eje en su posición vertical; el segundo de ellos se construye en dos piezas para el fácil montaje. El aspecto de una instalación de turbina con esta clase de quicios puede verse también en la figura 139. La gran rueda cónica tiene forma de campana, con la que el plano de empuje de los dientes pasa por el cojinete y se consigue una marcha tranquila. Además, para amortiguar el ruido lleva dientes de madera, construcción frecuente en las transmisiones de turbinas.

Para disminuir la altura constructiva de los cojinetes y soportes, economizando además un apoyo para el eje, se emplea una disposición como la de la figura 138, o sea se coloca el cojinete muy próximo al engranaje cónico y formando cuerpo con el soporte. El ajuste de la altura puede hacerse como antes por medio de una arandela.

La ventaja principal, aparte de la sencillez de la construcción, consiste en que la presión de los engranajes cónicos obra sobre el centro del cojinete y por tanto desaparecen en absoluto los esfuerzos de flexión sobre el eje y se obtiene una marcha más silenciosa. Esto puede también conseguirse en una instalación como la de la figura 131 proyectando los cojinetes con altura convenientemente estudiada.

Si varias turbinas accionan conjuntamente una transmisión horizontal, se hace preciso un apoyo especial para el quicio en forma suspendida como la de la figura 133.

Los engranajes cónicos atacan al eje por debajo (una

instalación completa se representa en la figura 140), mientras que en general se prefiere la disposición de la figura 131 en que se ataca al eje con engranaje por arriba.

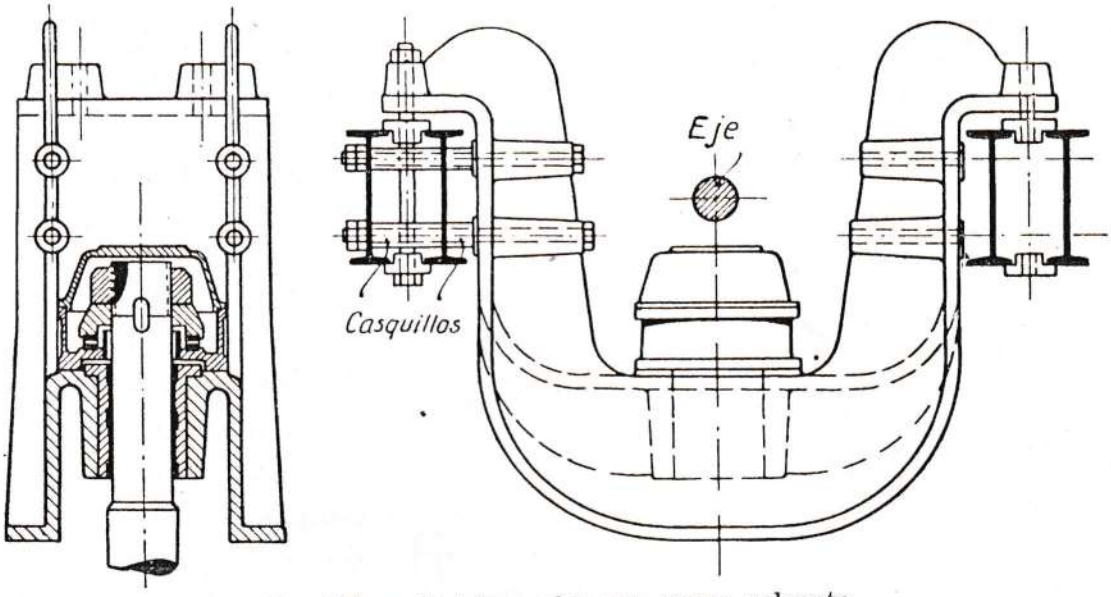


Fig. 133. — Quicio anular con apoyo colgante

El soporte, que es de hierro fundido y parecido a una lira por su forma, se atornilla fuertemente por los dos lados a unas vigas robustas; en este soporte se halla el quicio de construcción semejante a los ya descritos, así como el cojinete superior para guía del eje de la turbina. Se diferencia, no obstante, en que el ajuste de la altura del eje se efectúa por medio de un tornillo que lleva el eje en su extremo superior. La tuerca que al girar levanta el eje, debe naturalmente hallarse unida al plato del quicio.

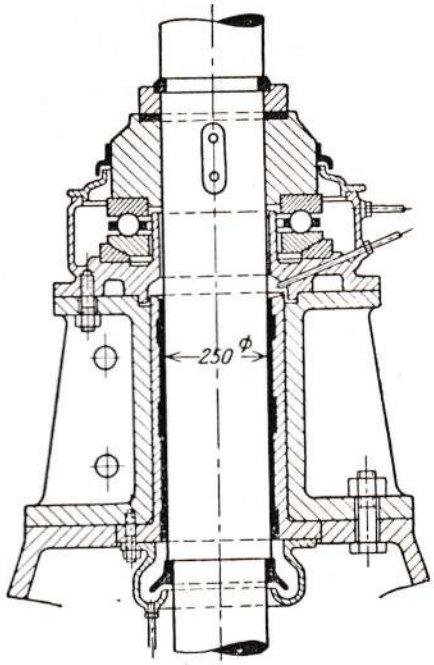


Fig. 134

B) Quicios con cojinetes de bolas

Una disposición de esta clase para un eje de 250 mm muestra la figura 134. El quicio lleva además la disposición hoy muy corriente de que

uno de sus elementos forma superficie esférica que permite un ajuste más preciso. Las bolas endurecidas y pulidas se mueven en una jaula entre los dos platos de rodamiento. También aquí encontramos un corto tubo para mantener el aceite a la misma altura. El cojinete-guía para el eje vertical es engrasado por medio de un tubo especial.

C) Cojinetes de presión sobre segmentos

Con grandes cargas se emplean en la actualidad casi exclusivamente los cojinetes de segmentos, que se han manifestado como excelentes.

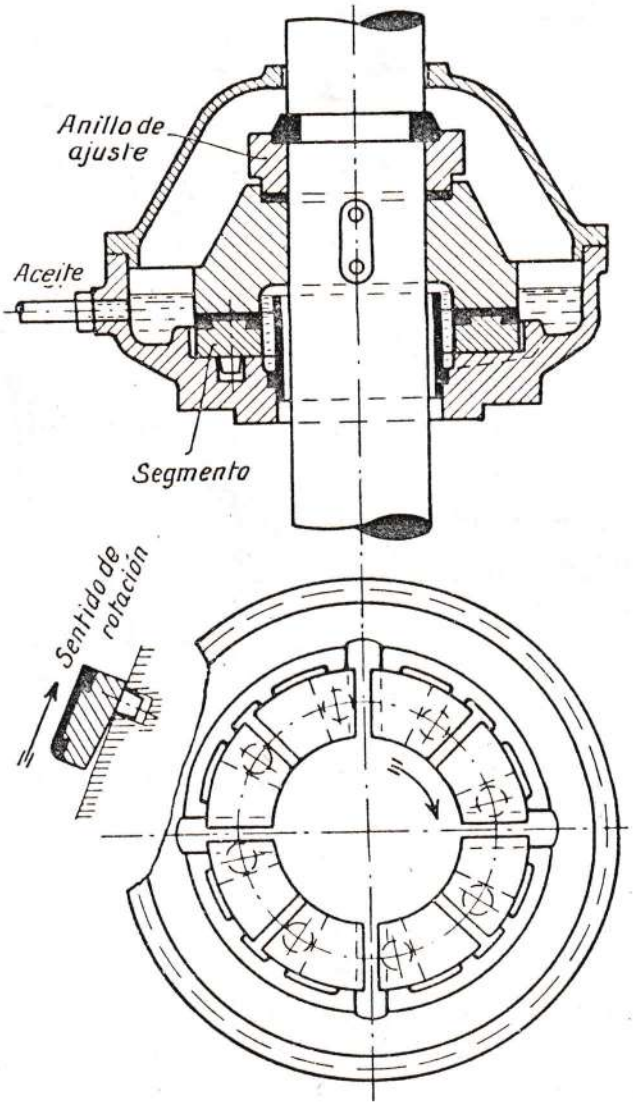


Fig. 135

Son estos cojinetes ventajosamente conocidos en la construcción de máquinas de buque con el nombre de cojinetes de presión Michell y se utilizan desde hace varios años en los ejes de las hélices. El plato o aro de presión consta (figura 135) de varios segmentos que no apoyan completamente sobre la superficie inferior, sino que pueden tener un ligero movimiento basculante y colocarse algo oblicuos. Al girar con el eje los anillos de presión o de apoyo, entra el aceite en las ranuras o huecos de forma de cuña y es arrastrado de tal forma que subsiste constantemente una capa de lubricante entre los dos anillos. Se obtiene así automáticamente

que el anillo superior sobrenade en una capa de aceite.

Los segmentos son de hierro fundido y revestidos con una gruesa capa de metal blanco. La espiga sujeta a los segmentos, dentro de la libertad de movimiento que disfrutan, e impide que puedan desplazarse. Con el fin de que el aceite tenga fácil acceso al hueco, se procura redondear el revestimiento de metal blanco. En los cojinetes pequeños se emplean también los segmentos fijos.

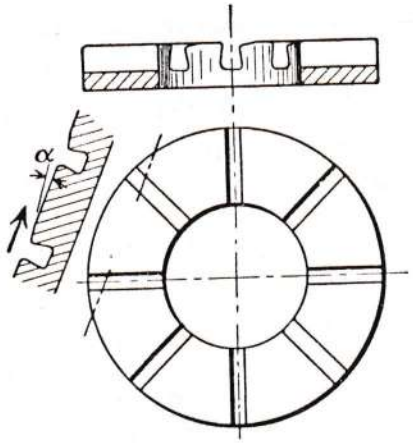


Fig. 136

El cojinete de segmentos patentado por la casa Escher, Wyss & Co., de Zurich, se diferencia fundamentalmente del que acabamos de describir en que los segmentos se hallan todos unidos en una sola pieza (fig. 136), o sea que forman un solo anillo con ranuras. El aceite es aquí aspirado por la forma de la superficie que va ascendiendo ligeramente en forma de cuña, habiéndose demostrado en la práctica esta disposición como muy satisfactoria.

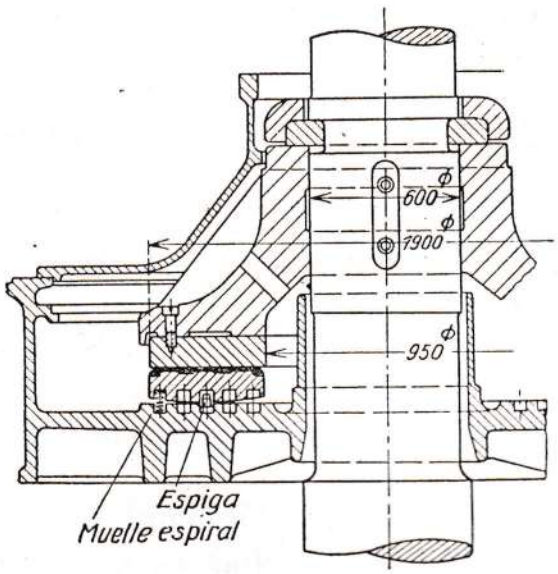


Fig. 137

En la figura 137 se ha representado un cojinete de segmentos de gran tamaño construído en varias instalaciones por la casa J. M. Voith, de Heidenheim, para cargas de 500 toneladas y $n = 150$/min. Los segmentos tienen 1,9 m de diámetro exterior y 0,95 de diámetro interior y son de hierro fundido con superficies rozantes de metal blanco. Por su parte inferior tienen una superficie curvada a fin de que puedan tomar ciertos movimientos y se hallan sujetos en el centro por una espiga, llevando en otras ranuras unos muelles espirales. Para que pueda desprenderse el calor de roza-

miento que siempre se produce van suspendidos en la caja del cojinete unos serpentines refrigeradores que penetran en el aceite (en el dibujo no están indicados). Además de esto, el aceite es aspirado constantemente por medio de una bomba de engranaje y se le hace circular por un refrigerador volviéndolo otra vez al cojinete.

Hay que tener en cuenta que para que el aceite sea aspirado con la presión necesaria, se introduzca en la ranura indicada y establezca una capa flúida entre los segmentos y el anillo, es necesaria una determinada velocidad. Por ello, al parar las turbinas de gran potencia se hace preciso frenarlas (fig. 158) a fin de que al cesar el efecto de cuña del aceite que disminuye el rozamiento de superficies no se caliente el cojinete excesivamente.

Los mayores cojinetes de segmentos construídos hasta hoy son los de la central Ryburg del Rin en Schwoestadt, con 900 toneladas de carga y 2,3 m de diámetro.

D) Cálculo de los quicios

El cálculo de todos los quicios se hace desde luego teniendo en cuenta la presión por unidad de superficie, pero además hay que atender al *recalentamiento*.

La carga total que debe sostener el quicio se compone de

1. Peso del eje y de la parte móvil del quicio;
2. Peso del rodete y del agua contenida en él;
3. Peso del engranaje cónico o del inducido de la dínamo, si ésta es de eje vertical;
4. La sobrepresión o diferencia de presión entre las caras superior e inferior del rodete. En muchas turbinas puede ser equilibrada en parte efectuando unos taladros en la corona, próximos al eje;
5. La componente vertical de la reacción (**9**, A).

Las presiones indicadas en 4 y 5 son extraordinariamente variables en los distintos modelos de rodetes. En rodetes normales hasta se compensan a veces, pues la reacción puede tener su componente vertical en sentido hacia arriba.

En rodetes extrarrápidos (y especialmente en las turbi-

nas de hélice) se obtienen, por el contrario, cargas muy elevadas, pues toda la sobrepresión y casi todo el esfuerzo de la reacción son dirigidos hacia abajo. Los grandes cojinetes de la figura 137 para turbinas Francis rápidas alcanzan a sufrir unas 225 toneladas por el peso propio de rodete, engranaje, etc., a las que se añaden, por la sobrepresión, la componente de la reacción y el peso del agua, 275 toneladas más.

Los cojinetes descritos en A) deben dimensionarse de modo que la presión media por unidad de superficie, sobre los discos, no exceda de $50 \div 70$ Kg/cm². Las bolas del quicio tratado en B) deben calcularse, según Stribeck, por la fórmula

$$P = i \cdot (50 \div 100) \cdot d^2,$$

en la que P expresa la carga, i el número de bolas y d el diámetro de las mismas en centímetros, o se escogen de acuerdo con los datos de las fábricas especializadas en cojinetes de esta clase.

En los cojinetes de segmentos se admiten presiones medias de $20 \div 30$ Kg/cm². La presión se distribuye, no obstante, con una irregularidad extraordinaria, como han demostrado suficientemente experimentos y ensayos, siendo nula en el canto de los segmentos y alcanzando en cambio en el centro de ellos hasta valores de 100 Kg/cm² y más.

18. Modos de instalar las turbinas Francis

En la elección del modo de instalar una turbina influye principalmente la altura del salto, y así, según las circunstancias del mismo, se distinguen los siguientes tipos de instalaciones: turbinas de eje vertical en cámara abierta, turbinas de eje horizontal en cámara abierta y turbinas con tubería de presión.

A) Turbinas de eje vertical en cámara abierta

La disposición para pequeñas turbinas se puede ver en la figura 138. La corona directriz forma cuerpo con el zócalo

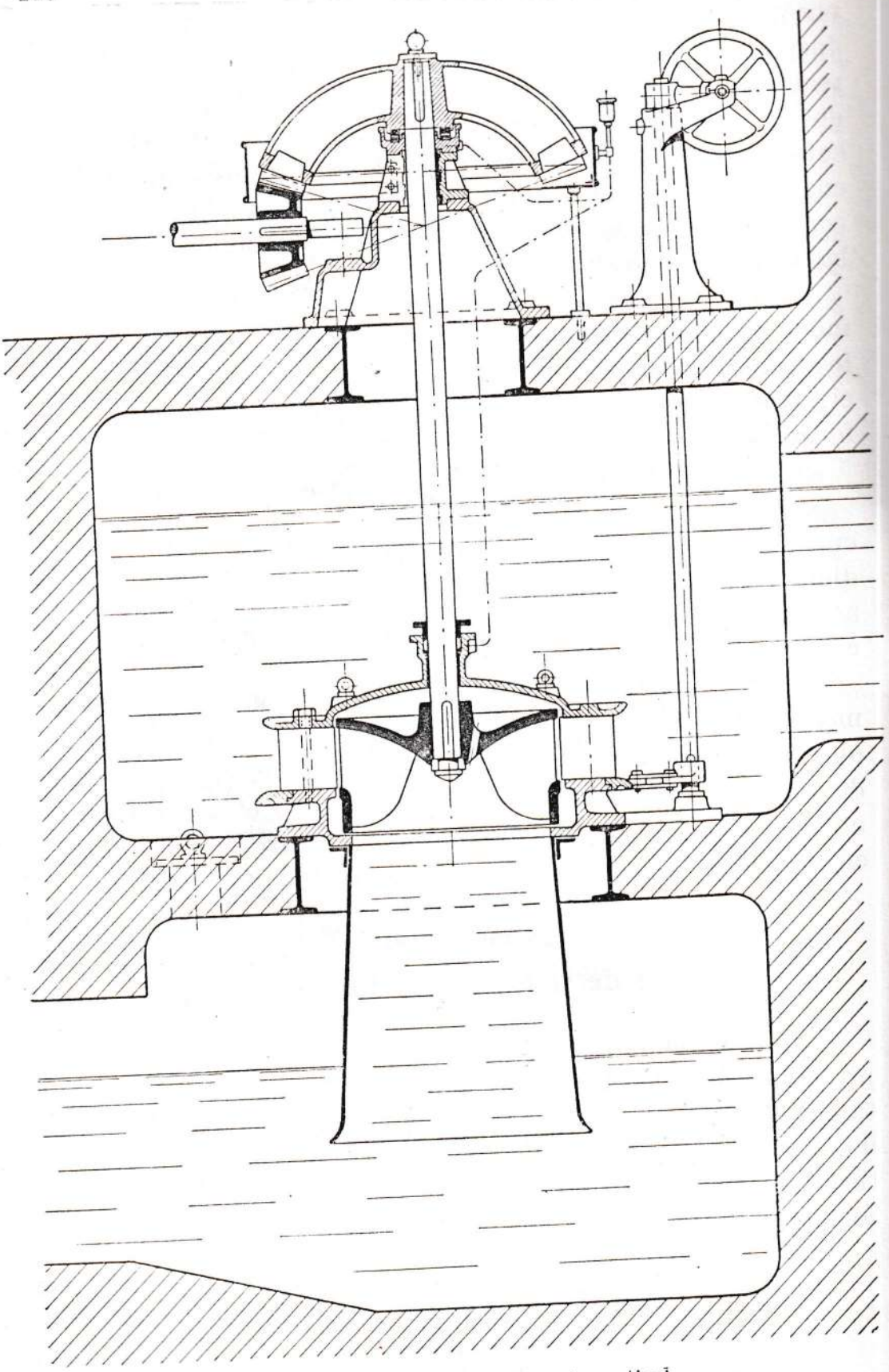


Fig. 138. — Turbina Francis vertical

o pie de la máquina y se apoya en la losa o bóveda de separación de la cámara superior o de entrada y de la inferior o de desagüe; del zócalo pende el tubo de aspiración, que en general no excede de 3 m de longitud. El rodete se halla protegido o cubierto en su parte superior, por una tapa que puede levantarse con facilidad.

El eje cuelga del quicio anular, el cual se halla inmediatamente debajo del cubo de la rueda de engranaje. La guía y sujeción del eje tiene lugar en primer término debajo y muy próximo al quicio y en segundo por medio de un cojinete a la entrada de la tapa del rodete con un prensaestopas para no perjudicar la lubricación. La regulación se efectúa por medio de un eje vertical que en su parte inferior lleva unas bielas y tirantes que hacen girar la corona directriz; en la parte superior es accionado por un volante de mano y un husillo. El rodete es del tipo normal; su momento de torsión se transmite a un eje horizontal por un engranaje cónico, llevando la rueda dientes de madera y una forma que se asemeja en muchos casos a la de una campana. La rueda acciona el eje por la parte superior, lo que facilita el levantar el eje con el rodete y todas las demás piezas, sin tener que desmontar el eje horizontal. Puede verse en la figura el engrase de los cojinetes así como una plancha protectora de la rueda de engranaje.

Para la disposición de la turbina en la cámara de agua se debe procurar que el rodete se coloque a lo menos a 1 m por debajo del nivel superior del agua y el tubo de aspiración se sumerja en el canal de desagüe 0,1 m como mínimo.

Si no es posible dejar 1 m de agua por encima del rodete hay que elevar el techo de la cámara y disponer un espacio que funcione como un sifón en la forma que se representa en la figura 149 para una turbina de eje horizontal.

A la cámara de turbinas se le da una anchura de unas tres veces el diámetro del rodete. Los canales de entrada y de salida se construyen de preferencia con sección rectangular (ancho = doble de la altura) y calculados para una velocidad del agua de 0,8 a 1 m/seg.

Una disposición análoga, pero con soporte de linterna, representa la figura 139, que se refiere a una instalación de A. Wetzig, de Wittenberg.

Como en pequeños saltos resulta a veces difícil la colocación de un tubo de aspiración especial, el agua se conduce al canal de desagüe por medio de un conducto curvo de hormigón. En la figura se ven además la reja, las compuertas y los mecanismos de regulación. El rodete se apoya en un aro de hierro fundido sujeto en el hormigón.

Como las cámaras de agua de las grandes turbinas resultan de medidas muy grandes y el espacio requerido

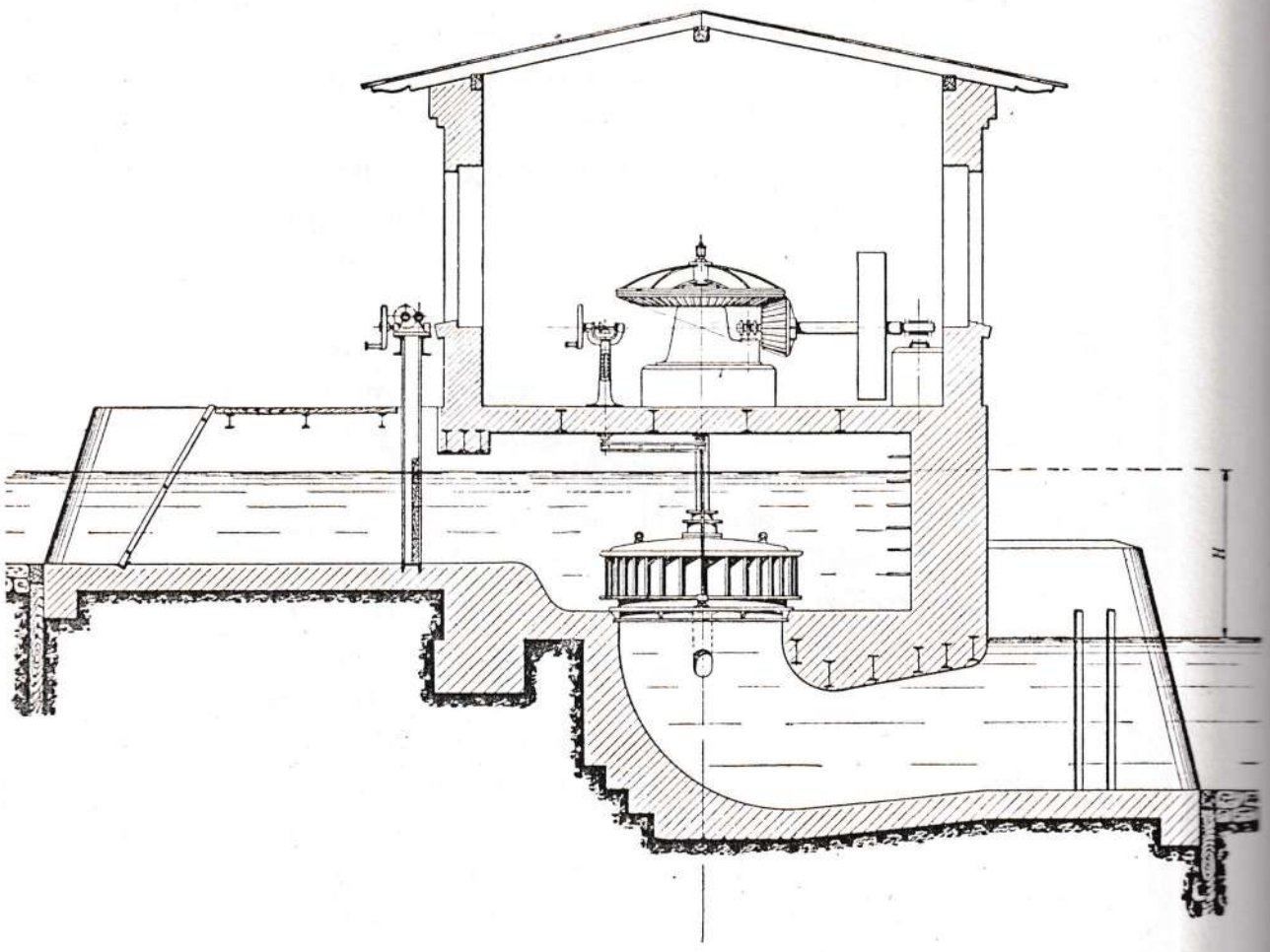


Fig. 139. — Turbina Francis vertical para pequeño desnivel

para instalar varias de estas turbinas en una central sería excesivo, puede adoptarse en estos casos una cámara de forma espiral como se ve en la figura 140.

Se representa en ella una instalación de la casa Amme, Giesecke y Konegen, de Brunswik, para la central eléctrica Buchholz, de la ciudad de Celle, con cuatro turbinas que accionan conjuntamente una dínamo. El salto varía según el caudal del río Aller, desde $H = 1{,}4$ hasta 2,8 m.

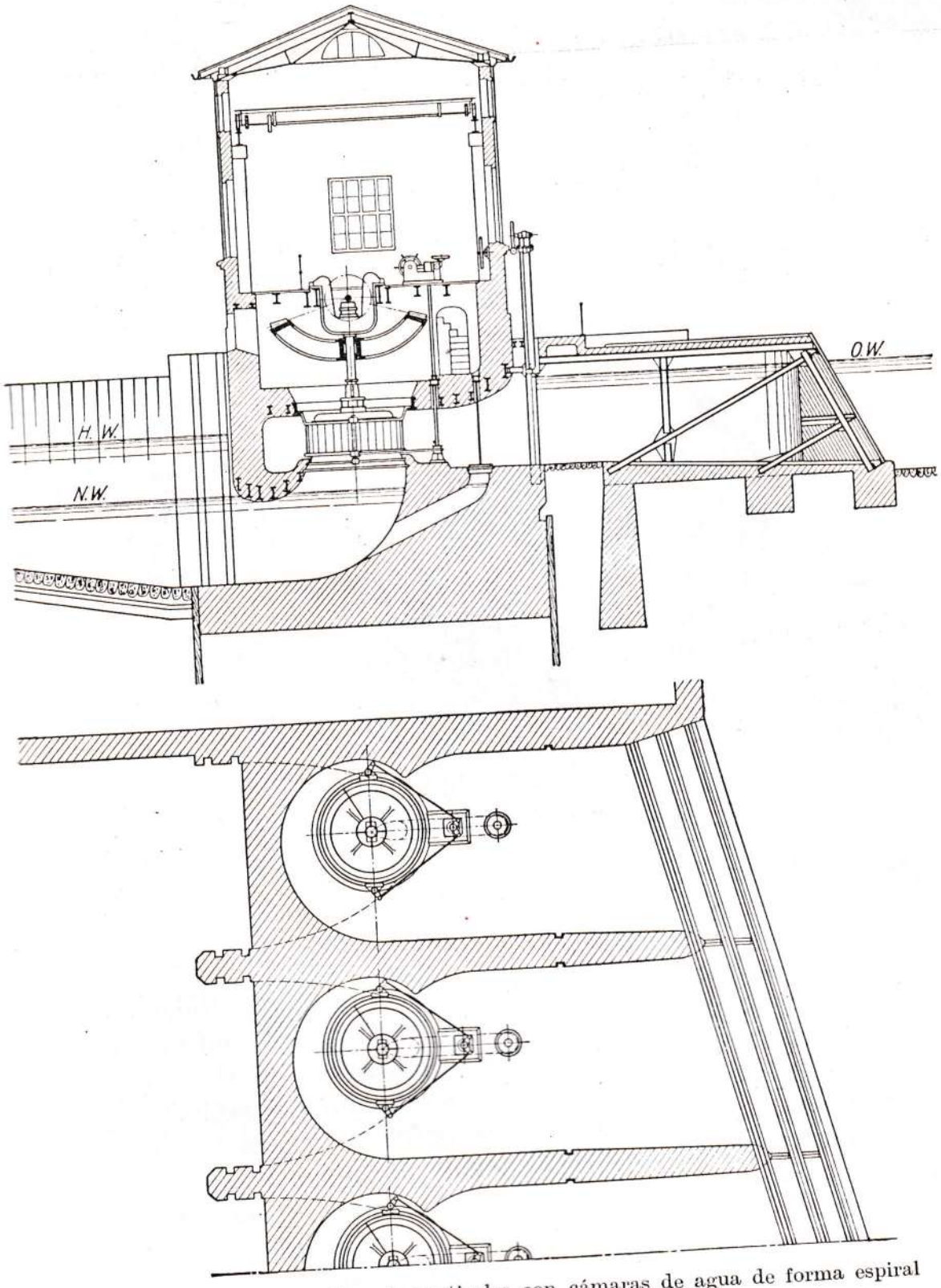


Fig. 140. — Turbinas Francis verticales con cámaras de agua de forma espiral

Para utilizar con buen rendimiento la instalación se ponen en marcha una o dos turbinas, cuando H alcanza su

mayor valor, siendo la potencia de cada turbina de unos 500 caballos.

Cuando H es pequeño, lo que sucede con grandes gastos, funcionan las cuatro turbinas y producen unos 200 caballos cada una.

Las ruedas de engranaje de las cuatro turbinas atacan al eje por la parte inferior, estableciendo un soporte especial en forma de lira para apoyo del quicio, como ya se explicó (fig. 133).

Casi todas las instalaciones existentes, principalmente en molinos, son del sistema de construcción de las figu-

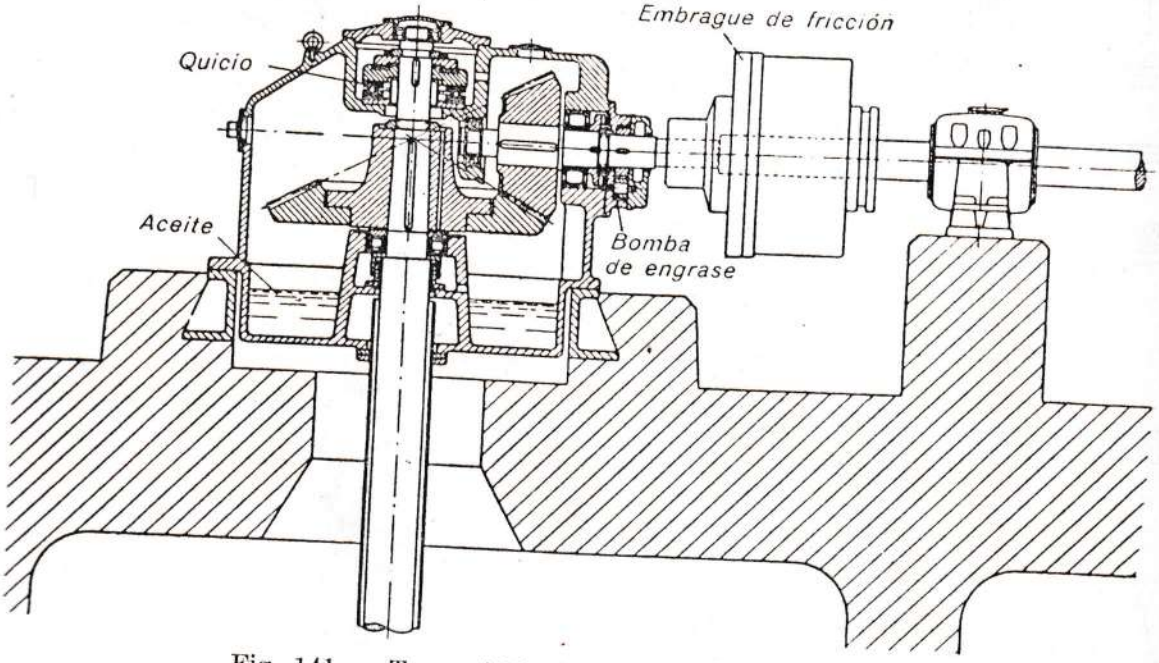


Fig. 141. — Transmisión con ruedas cónicas de acero

ras 138 a 140 con *dientes de madera*, pero en la actualidad se construyen también transmisiones con *ruedas cónicas de acero* cuidadosamente ajustadas. Estas transmisiones, como muestra la figura 141, facilitan la solución del cojinete y ocupan menos espacio. Van encerradas en un cárter, con lo que el engranaje resulta protegido del polvo y puede ser engrasado continuamente. También el quicio y los demás cojinetes llevan cárter de protección. Con estas transmisiones puede elevarse el rendimiento hasta 0,98.

En lugar de los engranajes cónicos pueden emplearse también *engranajes cilíndricos*, que mejoran el rendimiento hasta 0,99. En este caso el generador es también de eje

vertical. Una de estas instalaciones, construída por F. Schichau en Elbing, está representada en la figura 142. El rodete, con un salto $H = 3{,}5$ m, gira a 48/min. La rueda

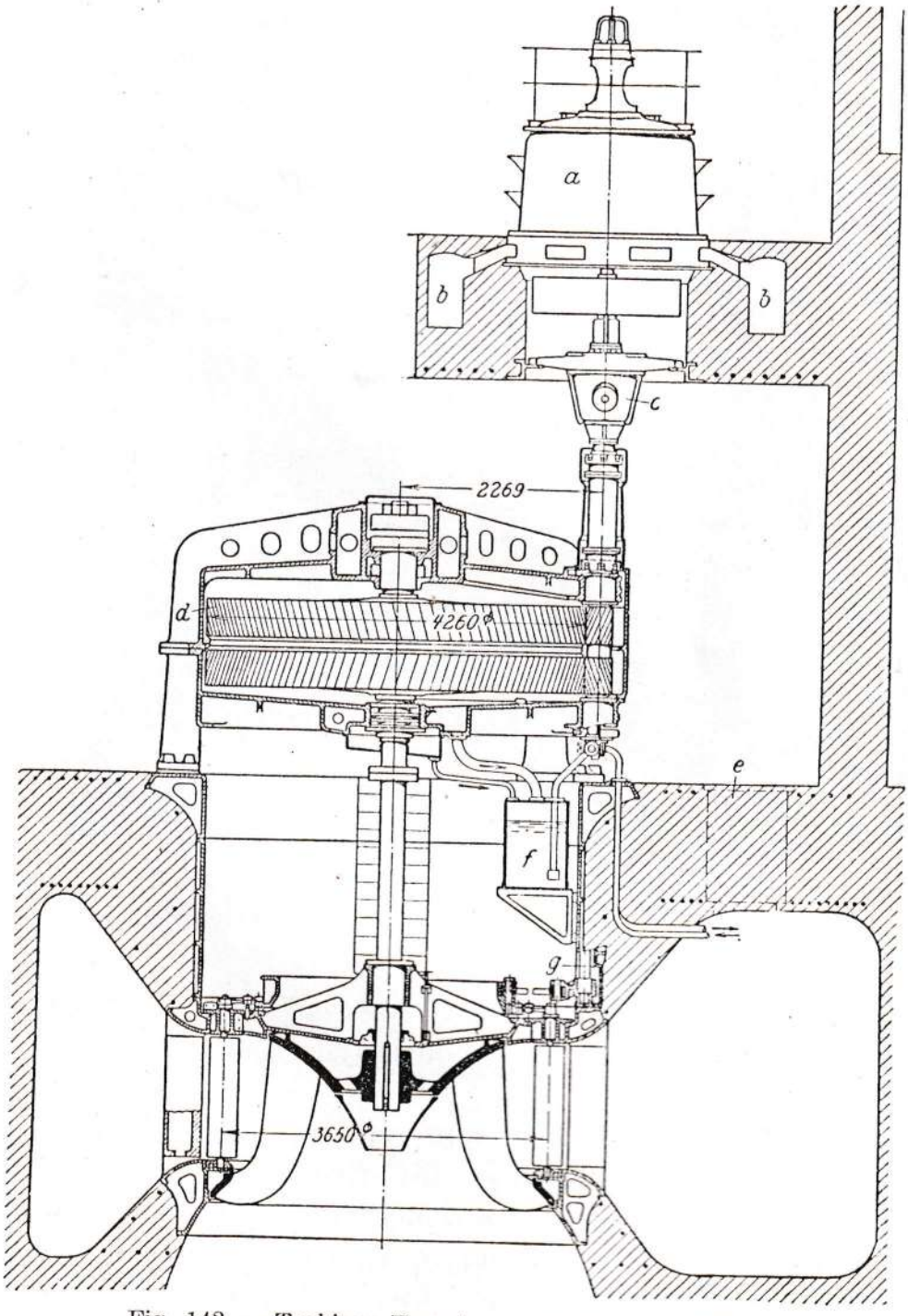


Fig. 142. — Turbinas Francis con engranaje cilíndrico

cilíndrica d con dientes partidos en V da movimiento al piñón. El alternador a, que ahora es de pequeñas dimensiones, gira a $n = 750$/min y tiene una potencia de 1500 ca-

ballos. Por los canales *b* se evacua el aire caliente del alternador. El rodete tiene, como en las instalaciones anteriores, regulación exterior. El engranaje cilíndrico requiere un engrase continuo y abundante, para el cual toma el aceite una bomba del depósito *f* y, a través de un serpentín dispuesto en la cámara de agua, lo conduce a la transmisión de engranaje, desde la cual vuelve al depósito. La

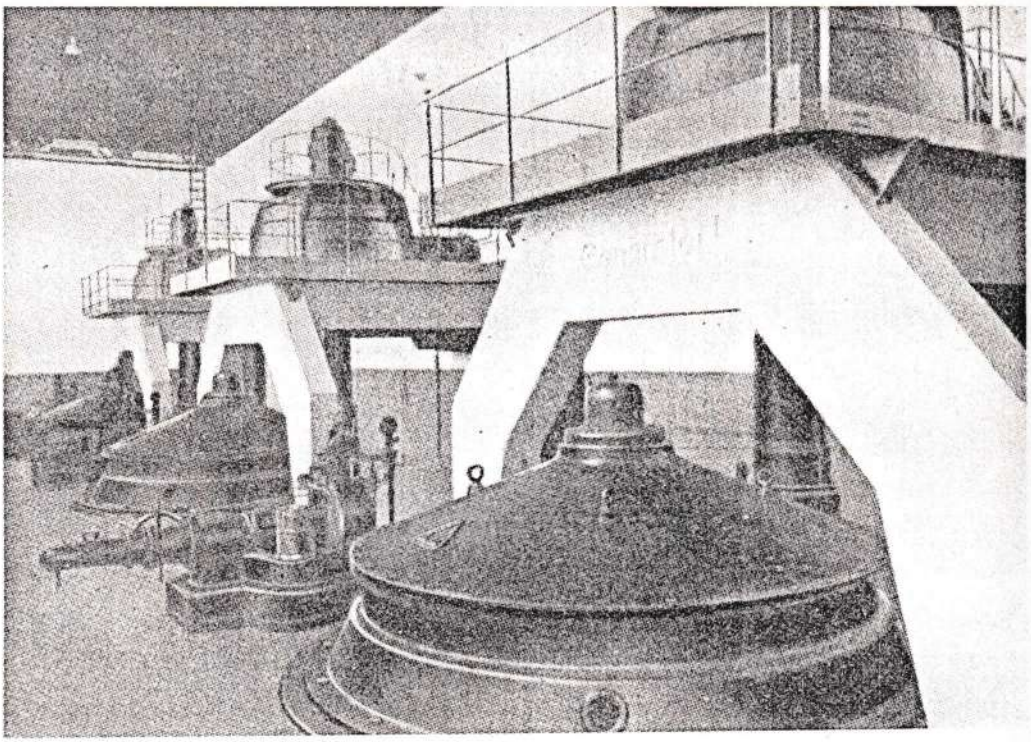


Fig. 143. — Tres transmisiones de engranaje cilíndrico de Krupp para 2800 caballos cada una y una multiplicación de 94 a 750 revoluciones por minuto

cámara de agua es de forma espiral como la de la figura 140. Los engranajes se construyen hasta de una multiplicación de 1/15.

En la figura 143 se representa una gran central con transmisiones de engranaje cilíndrico. Cada una de las tres turbinas Francis verticales tiene 2800 caballos a 94 revoluciones por minuto y acciona un alternador vertical a 750 revoluciones. Los engranajes fueron suministrados por la casa Krupp. En la figura pueden verse los grandes cárteres de las transmisiones y los ejes verticales de los piñones.

En la figura 144 puede verse una gran *turbina de pozo* de 13 000 caballos de Escher-Wyss, con eje vertical y cá-

mara espiral de hormigón. También para esta gran turbina se ha adoptado la «regulación exterior» de las paletas directrices, como ya se explicó en el párrafo **16.**

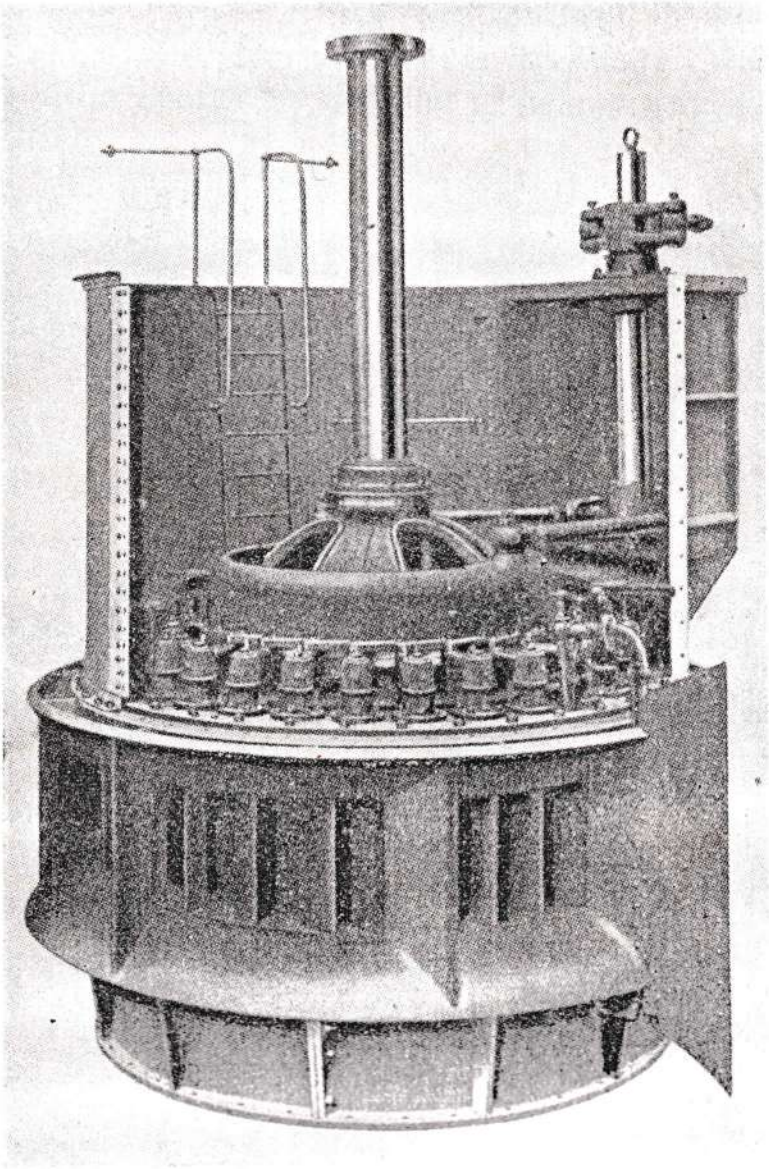


Fig. 144. — Gran turbina de pozo de 13 000 caballos de Escher-Wyss

B) Turbinas de eje horizontal en cámara abierta

La disposición más usual en esta clase de instalaciones se representa en las figuras 145 a 147. El tubo de aspiración comienza en un codo de hierro fundido en el sólido muro que separa la cámara de agua de la sala de máquinas. A este

codo va atornillada la corona de directrices, que lleva asimismo el cojinete de extremo de eje al que se conduce el aceite por una pequeña tubería. El cojinete principal, de empuje con anillos de engrase, se apoya en una ménsula del codo de aspiración.

Las figuras 145 a 147 muestran el mecanismo usual de *regulación a mano*. En el muro va fijado el tornillo sin fin

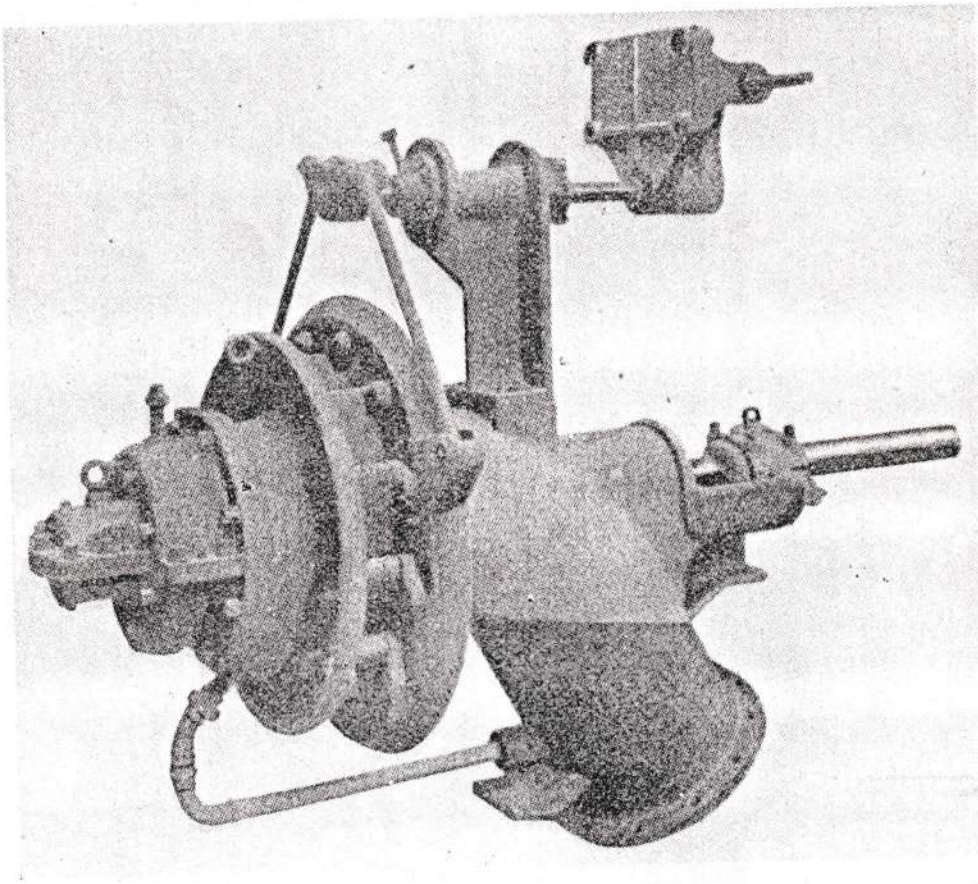
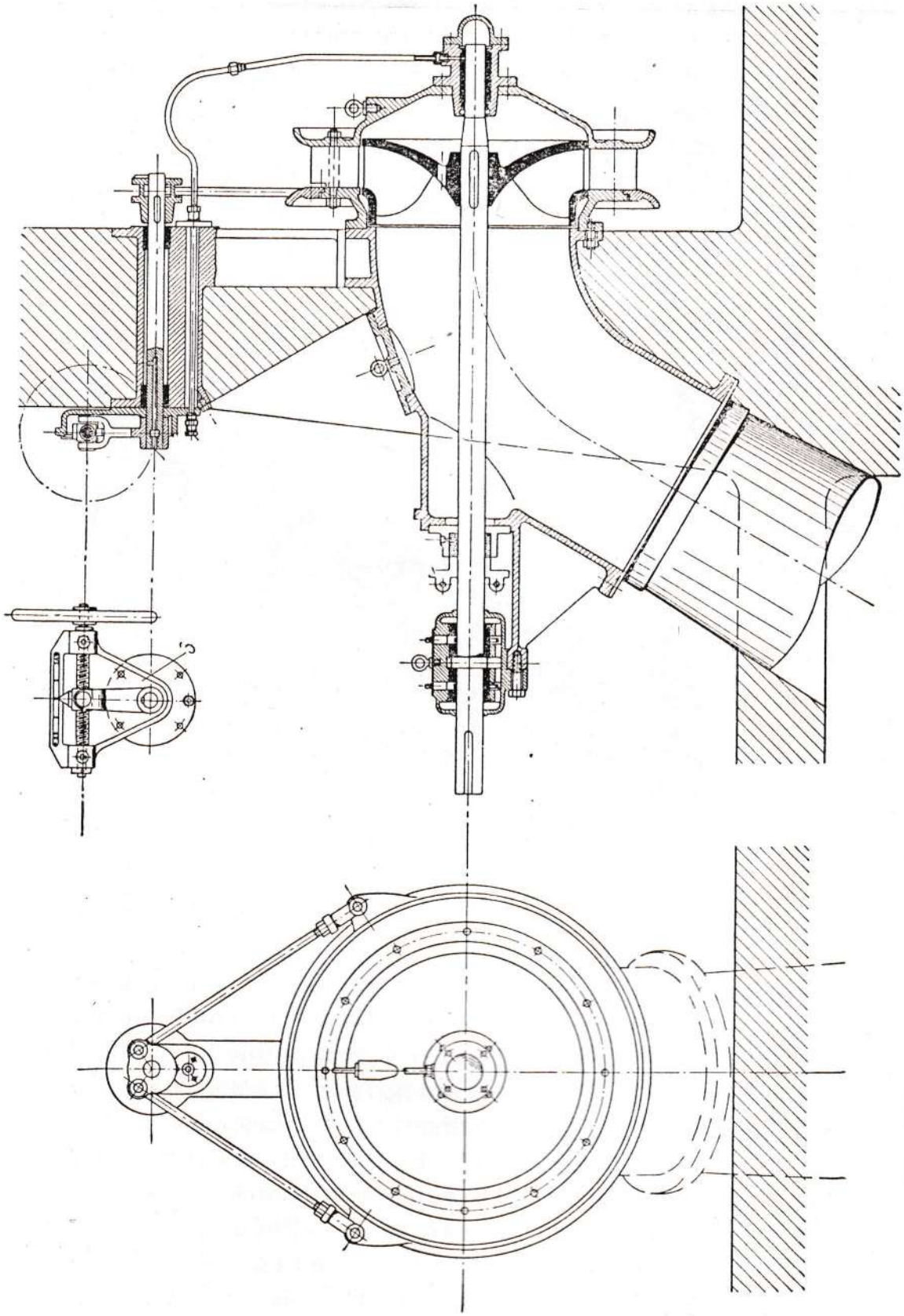


Fig. 145. — Turbina Francis horizontal en cámara abierta

con volante de mano. Al manguito de regulación se enlazan dos bielas mediante doble manubrio.

Para elevar la velocidad angular se emplea corrientemente la disposición de dos *rodetes gemelos* sobre un mismo eje con doble tubo de aspiración, como se representa en la figura 148.

Si las dimensiones son grandes, también es hoy muy usual dividir los tubos de aspiración, lo que mejora las condiciones de salida del agua, especialmente con poca admisión, y permite inspeccionar los cojinetes en pleno



Figs. 146 y 147. — Turbina Francis horizontal, con codo de aspiración empotrado en la mampostería.
r, engrasador; *S*, vista del husillo regulador

funcionamiento, como puede verse en la citada figura que lleva dos tubos de aspiración, y la parte central, aun sumergida en el agua, forma una caldera hermética, en la que se puede penetrar por la escalerilla que se ve en el dibujo.

La instalación que estamos describiendo es de J. M. Voith, en la central de Meitingen sobre el río Lech y desarrolla 7000 caballos.

La turbina, a pesar de que se trata ya de un salto de 15 m, es del tipo de cámara abierta y se halla a 10 m de

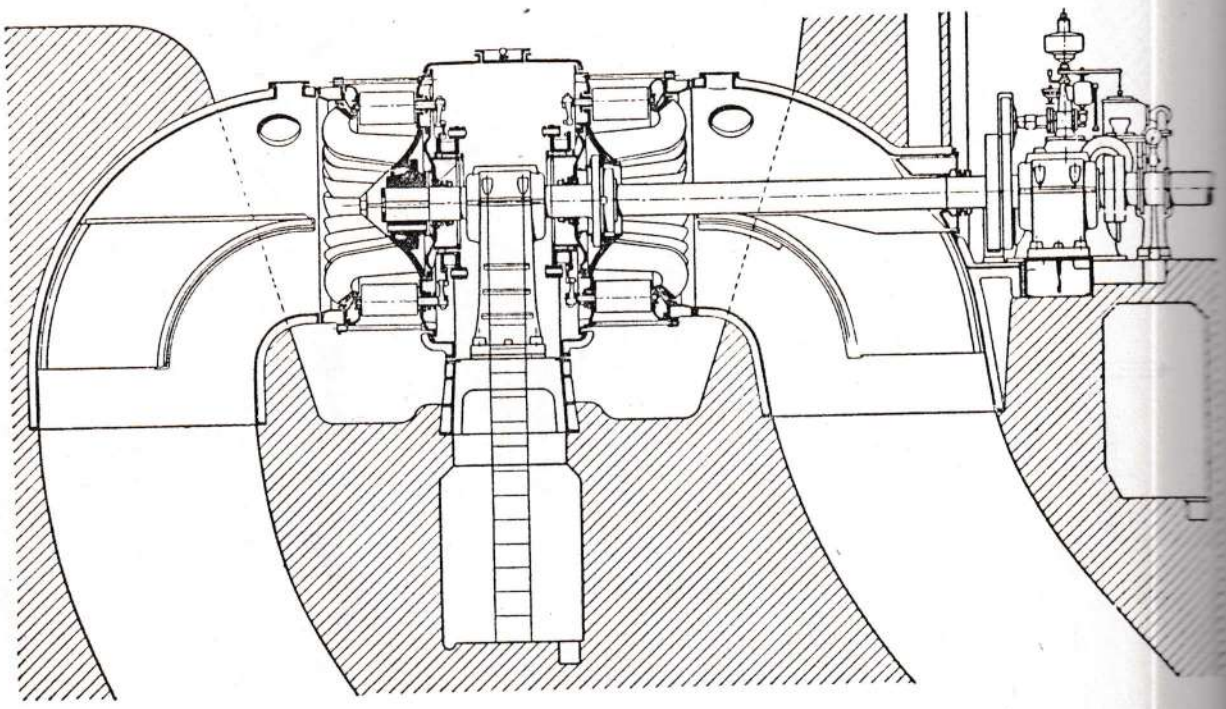


Fig. 148. — Turbina de rodetes gemelos de 7000 caballos ($H = 15$ m)

profundidad. Los dos tubos de aspiración son completamente de cemento, con la excepción de los codos de unión a la turbina. El cojinete principal para un eje de 375 mm de diámetro resulta, como dijimos, perfectamente accesible, así como también los mecanismos reguladores que accionan las paletas. En la turbina misma no existe ningún otro cojinete, pues el rodete de la izquierda funciona sin otro apoyo y el de la derecha tiene un segundo cojinete, pero ya colocado en la sala de máquinas y fuera del codo de aspiración.

Para aplicar estas instalaciones de eje horizontal a saltos de gran potencia, pero poca altura, en los que la turbina sobresaldría en las condiciones normales del nivel del

agua, se construyen *turbinas en sifón*, o sea se las instala en una cámara completamente cerrada, en las cuales forma un sifón, aspirando todo el aire de la misma. La figura 149 representa una turbina de rodetes gemelos instalada en sifón, que ha sido construída por J. M. Voith.

La disposición es análoga a la anteriormente descrita, pero el cojinete central no resulta accesible, funcionando además el rodete de la izquierda sin más que este apoyo.

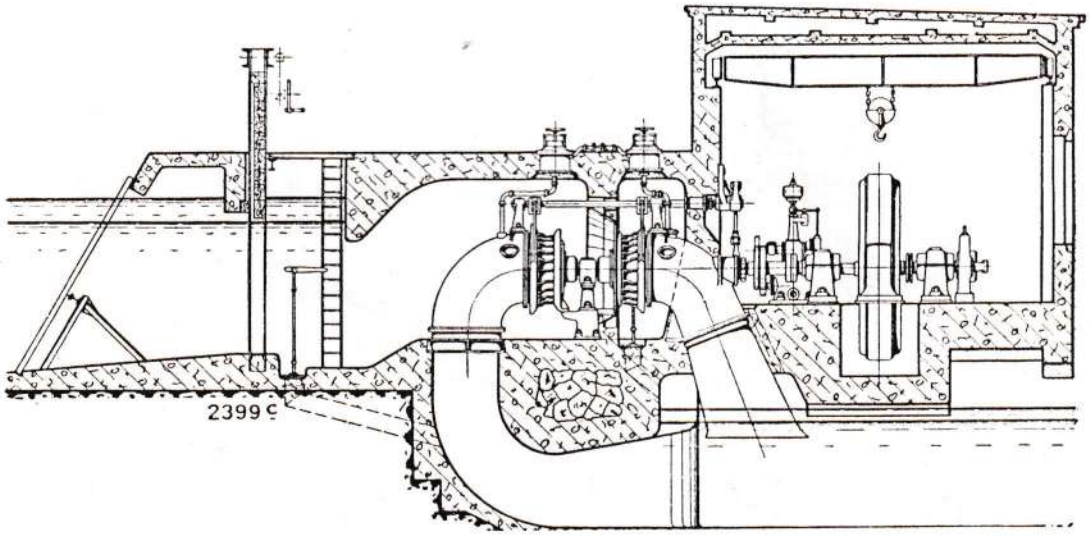
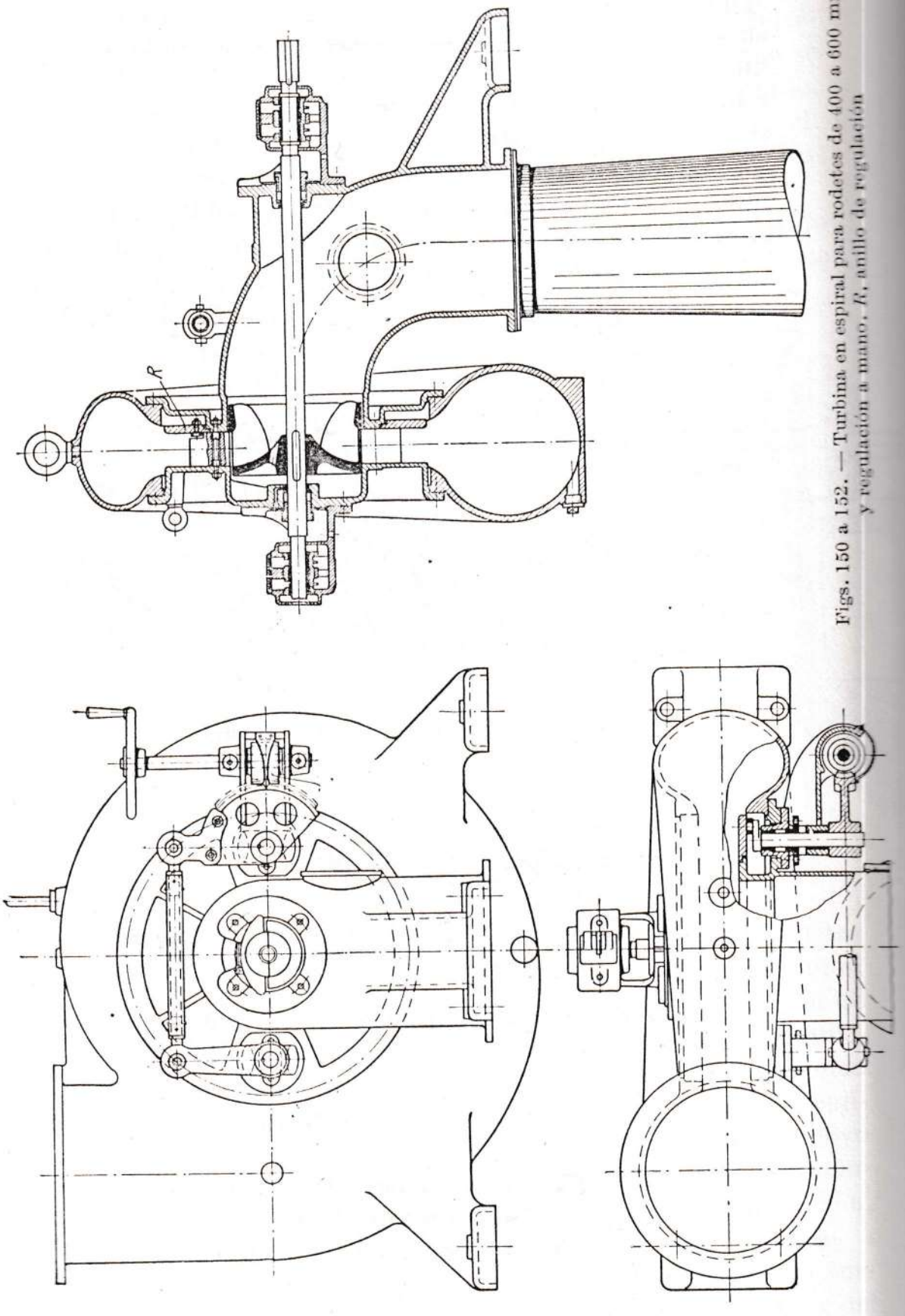


Fig. 149. — Turbina de rodetes gemelos instalada en sifón

Para aspirar el aire de la cámara se une la parte alta de ésta al tubo de aspiración por medio de una tubería con válvula de retención.

C) Tuberías de presión. — Turbinas con envoltura metálica

La construcción corriente para pequeñas potencias es la indicada en las figuras 150 a 152. La turbina va incluída en una caja de forma espiral, por lo que el conjunto se conoce también con el nombre de *turbina en espiral*. Esta forma de la envuelta proporciona la ventaja de una conducción uniforme del agua, para la cual se dimensiona la sección transversal de modo que la velocidad del agua sea constante, de 2 a 4 m/seg, considerando en el punto de entrada todo el caudal, los $^3/_4$ a los 90° de la entrada, la mitad a los 180°, etc.



Figs. 150 a 152. — Turbina en espiral para rodetes de 400 a 600 mm y regulación a mano. *R*, anillo de regulación

En las figuras 150 a 154 se verifica la entrada de agua desde arriba, pero puede disponerse en el punto que más

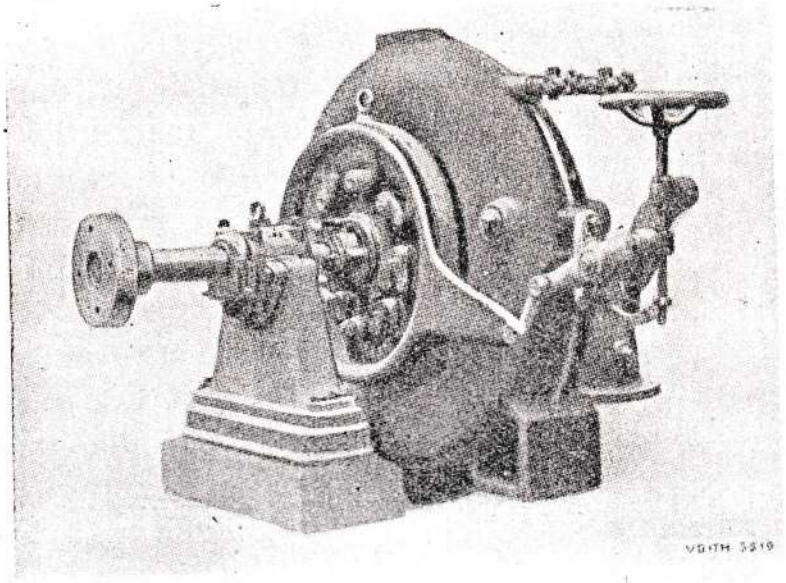


Fig. 153. — Pequeña turbina en espira de serie, de Voith, Heidenheim

conveniente se considere para el montaje de la tubería. Las directrices van acopladas a una corona interior de regula-

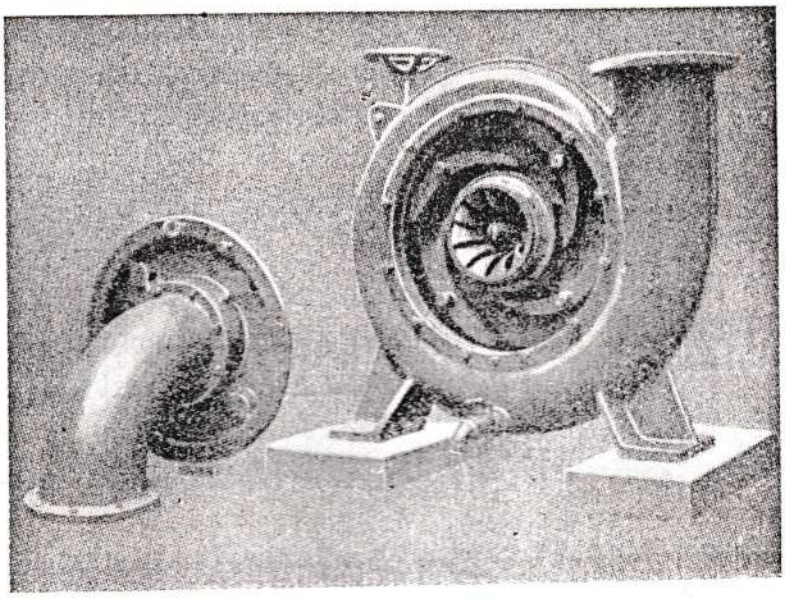


Fig. 154. — Vista de las cuatro paletas directrices y del rodete

ción, ajustable con pequeñas bielas y gorrones. El movimiento a la corona se transmite por dos pequeños manubrios accionados desde fuera con husillo y volante de mano.

Las figuras 153 y 154 representan las turbinas en espiral de Voith, construídas en serie, con regulación a mano por engranaje de husillo. Todas las turbinas en espiral llevan regulación exterior, como puede verse en la sección de la figura 155. Las paletas directrices llevan unos gorrones en los que se enchavetan los cortos manubrios *a*, que se mueven por las bielas *b* y la corona de regulación *c*. El ajuste de los gorrones no se efectúa con prensaestopas, como en la figura 123, sino con zapatillas interiores *d*. En la figura 154 se ve la turbina en espiral, a medio montar, con el rodete colocado. En ella se reconocen las directrices con sus gorrones; a la izquierda está la tapa del rodete con el codo del tubo de aspiración.

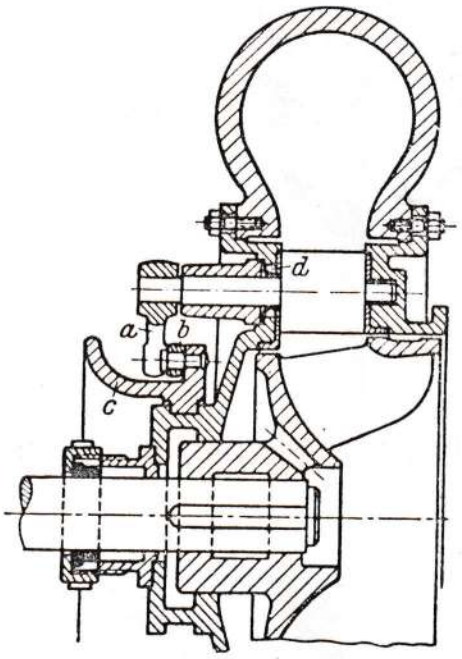


Fig. 155. — Sección de una turbina en espiral de Voith

Con grandes saltos y caudales se llega a potencias considerables. Así, por ejemplo, la figura 156 representa una turbina en espiral de Escher-Wyss, Ravensburg, que con $H = 150$ m da una potencia de 7500 caballos girando a 750/min. La caja en espiral se construye para grandes potencias de chapa de acero o de acero moldeado. El rodete es asimismo de acero fundido y lleva a ambos lados unas arandelas especiales con junta laberíntica, para que por la elevada presión no se pierda demasiada agua a la entrada por el entrehierro entre la directriz y el rodete. Esta agua pasa por una tubería especial al tubo de aspiración.

En la figura 157 se representa una de las cuatro grandes turbinas en espiral de la central de Bleiloch (Turingia), construídas por Voith. Con el salto máximo de 58 m proporciona cada turbina 30 000 caballos. La caja en espiral, de chapa de acero, consta de varias secciones roblonadas. Delante de la caja se ve el cilindro del émbolo de trabajo del regulador. La corona de regulación gira por dos barras

de las que en la figura se ve la superior. La mayor turbina en espiral construída por Voith hasta la fecha, es la de la

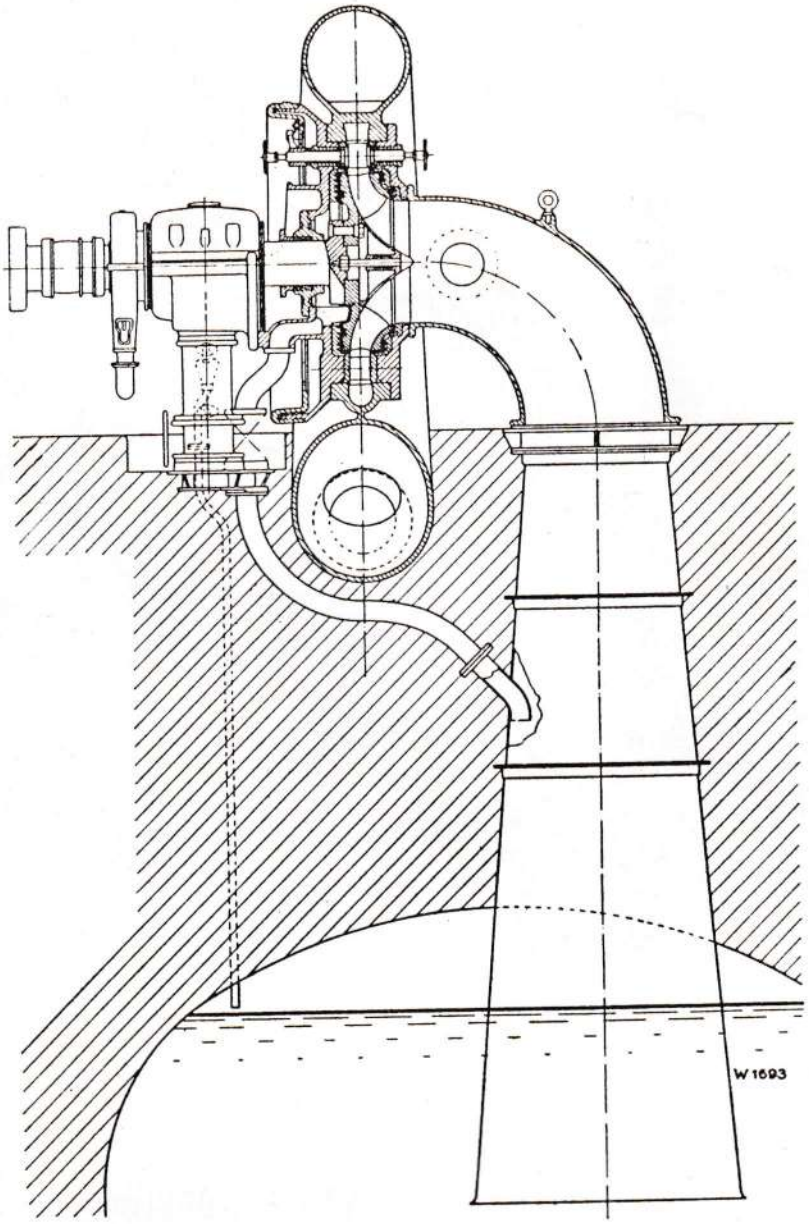


Fig. 156. — Gran turbina en espiral de 7500 caballos, de Escher-Wyss

central del Esla en España, que con $H = 87$ m y $Q = 62$ m³/seg, da 75 000 caballos. Los rodetes son de forma normal con 3,3 m de diámetro.

Por las ya enunciadas ventajas que presentan los tipos de turbinas con eje vertical sobre las de eje horizontal se ha ido aplicando y se introduce cada vez más el modelo vertical también en las turbinas de cámara espiral con un

solo rodete. Estas turbinas se acoplan directamente con los generadores y se construyen tanto para instalaciones pequeñas, por ejemplo con $H = 3{,}8$ m, $Q = 0{,}2$ m³/seg y 8 caballos, como en otras de mayor importancia.

La figura 158 representa una turbina espiral de eje vertical, construída por Escher-Wyss para 12 000 caballos con $H = 180$ m y $Q = 6$ m³/seg, alcanzando la velocidad $n = 750$/min. El rodete, de cerca de un metro de diámetro,

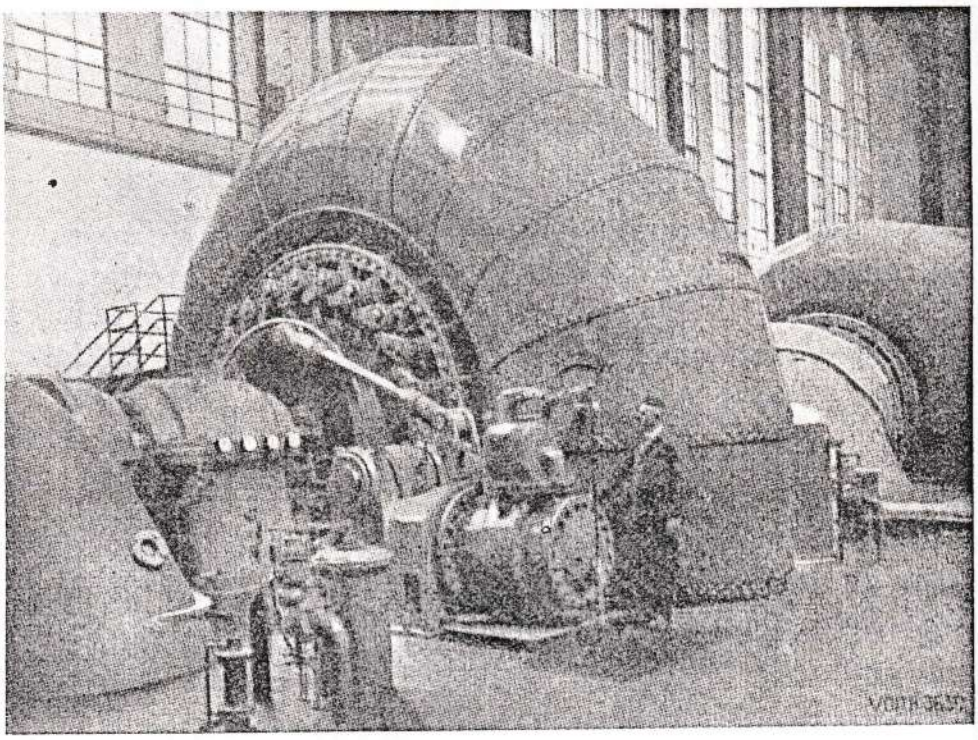


Fig. 157. — Turbinas en espiral de 30 000 caballos de a central de Bleiloch, construídas por Voith

es de acero fundido, lo mismo que la cámara espiral y las paletas directrices. El eje se acopla directamente a un alternador y pende de un quicio del tipo de segmentos. Entre el rodete y el cojinete hay un prensaestopas hidráulico y éste abarca también a todo el cojinete. El agua que se pierde en las tres ranuras de junta del rodete se reduce a un mínimo por medio de anillos de laberinto. Encima del cojinete se encuentra un engranaje que acciona el regulador y la bomba de aceite. Más arriba se halla una pequeña turbina de rotación contraria, que es del tipo de rueda tangencial con una sola boquilla que sirve para frenar, obte-

niéndose por medio de ella el paro bastante rápido. Esta turbina alcanza un rendimiento de 93 %, habiéndose construído tres unidades para una central española.

Para el aprovechamiento de pequeñas fuerzas hidráulicas se construyen hoy turbinas acopladas directamente con pequeñas dínamos; estas dínamos, modelo *Petersen*, tienen

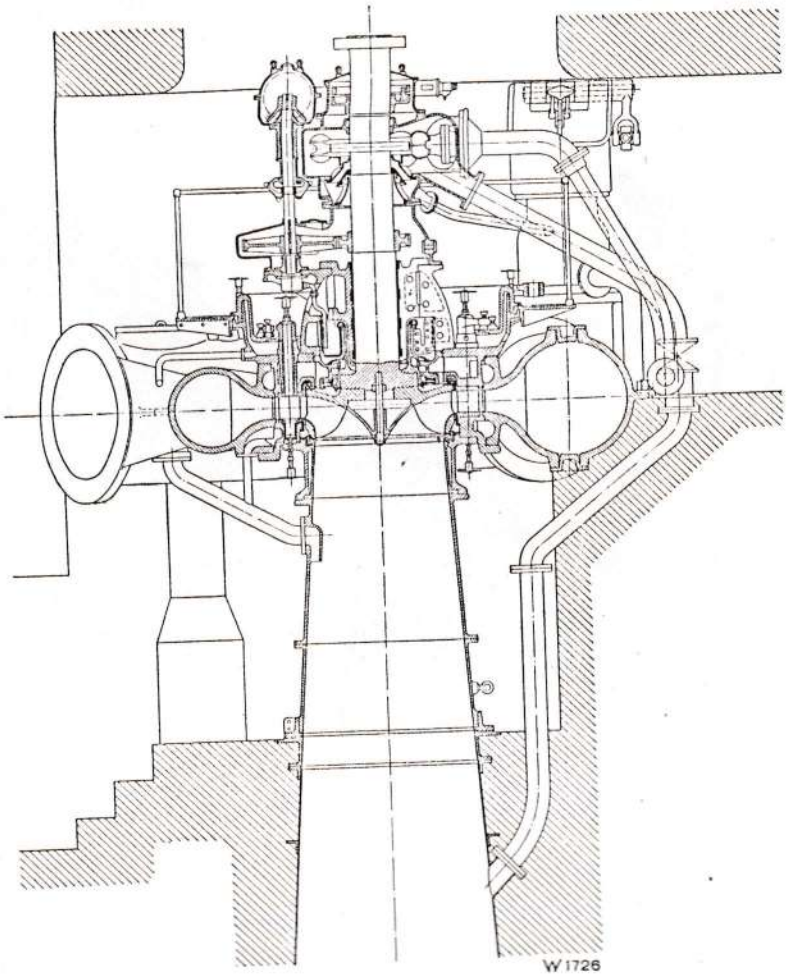


Fig. 158. — Turbina vertical en espiral de 12 000 caballos

regulación automática de la tensión, o sea que ésta se mantiene casi constante a diferentes cargas y aun con diferente velocidad.

La ventaja de estas máquinas es que la turbina no necesita regulador ninguno y por tanto casi tampoco precisa vigilancia.

En la figura 159 se ve una pequeña turbodínamo construída por Voith, en forma de turbina en espiral de eje vertical y construcción extraordinariamente sencilla. Por

medio de un volante se mueven las paletas directrices, pero sólo es preciso maniobrarlo para parar o para ajustarlo al caudal de agua determinado de que se dispone. Estos grupos se construyen para potencias desde 0,5 hasta 3 KW y para alturas de salto entre 2,5 y 150 m.

También se construyen turbinas con caja cilíndrica en lugar de caja en espiral, en particular cuando con gran cau-

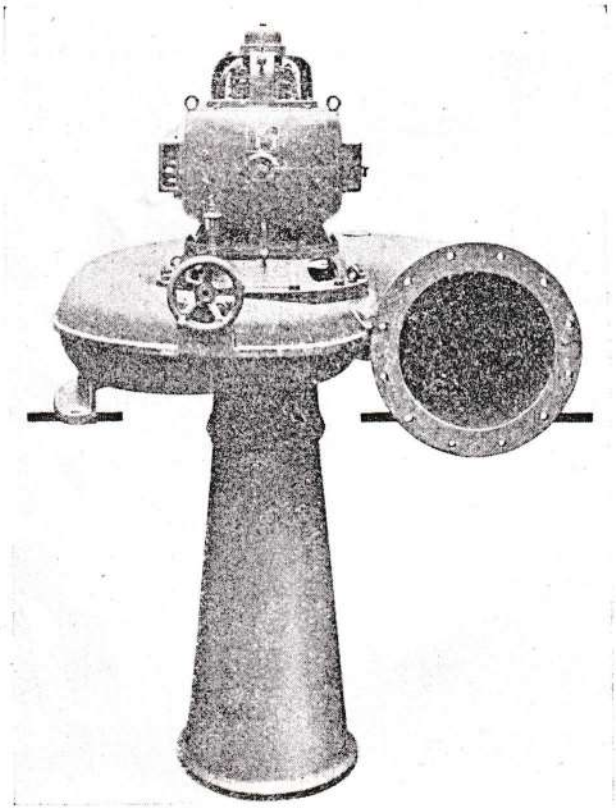


Fig. 159. — Pequeña turbina en espiral de eje vertical

dal, para elevar el número de revoluciones, se recurre a las turbinas gemelas. El agua entra por uno de los frentes de la caja, por lo cual se conocen estas turbinas con el nombre de *turbinas frontales de caldera*. Una de estas turbinas es la representada en la figura 160, construída por Voith para la central del Alz en Hirten-Holzfeld, que da con 61 m de salto una potencia de 10 000 caballos. En la caldera de chapa de acero, de 3,2 m de diámetro interior, van remachados a la derecha un pozo de ascenso para inspección del cojinete anterior y a la izquierda una tapa de acero fundido. La turbina sólo posee el cojinete del

pozo de ascenso refrigerado por agua, mientras que el otro extremo del eje de la turbina va soportado por el cojinete del alternador. La tubería de entrada con 3 m de diámetro viene de la derecha atravesando el muro del edificio. En total van montadas cinco de estas turbinas en la central del Alz trabajando en conjunto con un caudal de 80 m^3/seg.

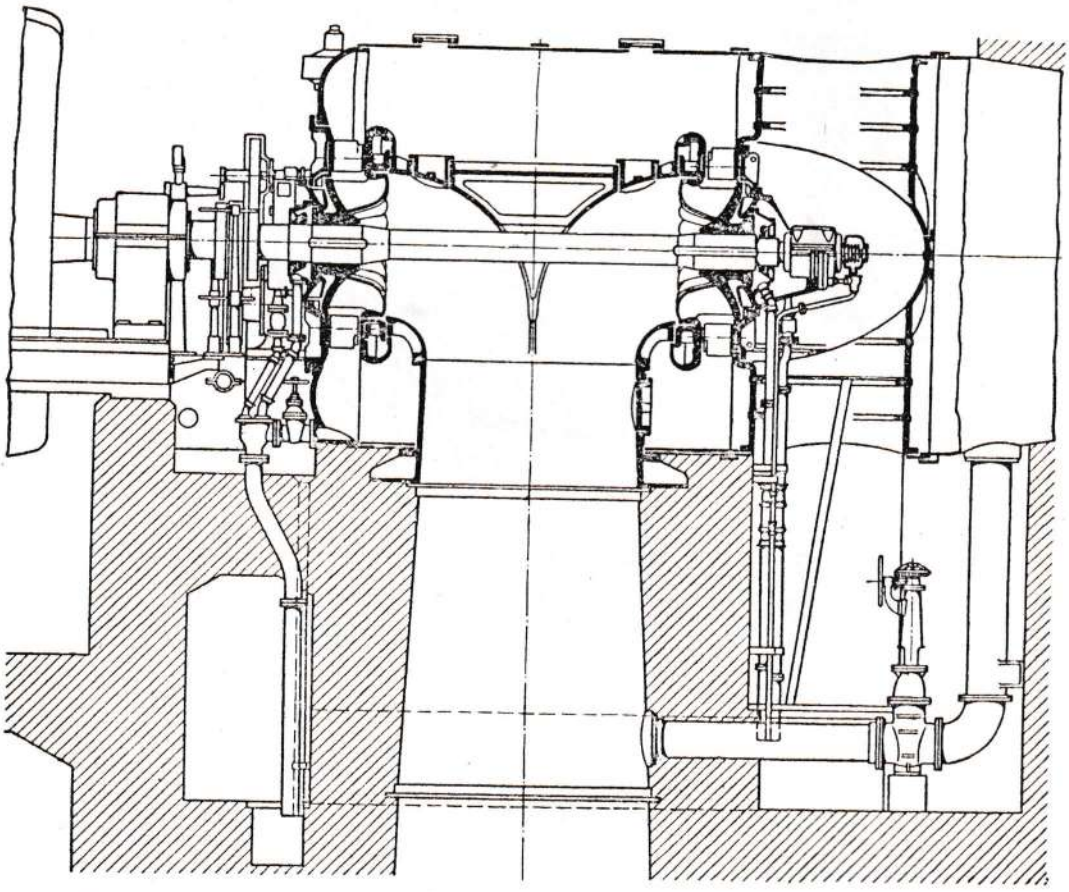


Fig. 160. — Turbina frontal de caldera de 10 000 caballos ($H = 61$ m)

En la figura 161 se representa otra turbina parecida, de 7200 caballos, construída también por Voith para una central noruega. Por la interrupción de la pared de la caldera se ven el doble codo del tubo de aspiración y el pozo de ascenso.

Un caso particular de las turbinas de caja lo constituyen las *turbinas compound de contrapresión* (de dos rodetes sucesivos), como las que con frecuencia construye la casa Escher-Wyss de Ravensburg para eliminar el peligro de la cavitación (véanse los tubos de aspiración en **13,** B). La figura 162 representa una de estas turbinas para 37 000 ca-

ballos con $n = 1000$/min, acoplada directamente al alternador. El primer rodete a pertenece a una turbina Francis

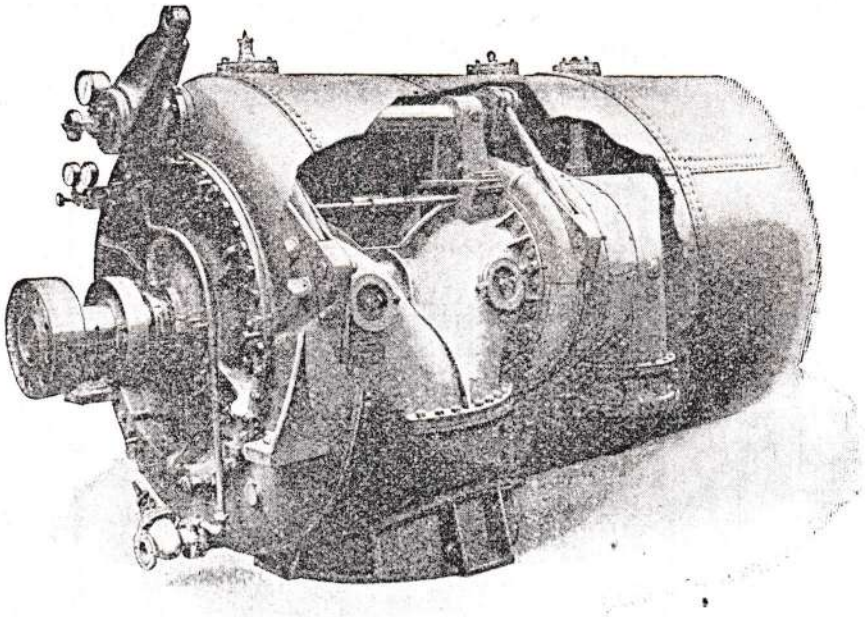


Fig. 161. — Turbina de caldera con entrada axial de 7200 caballos

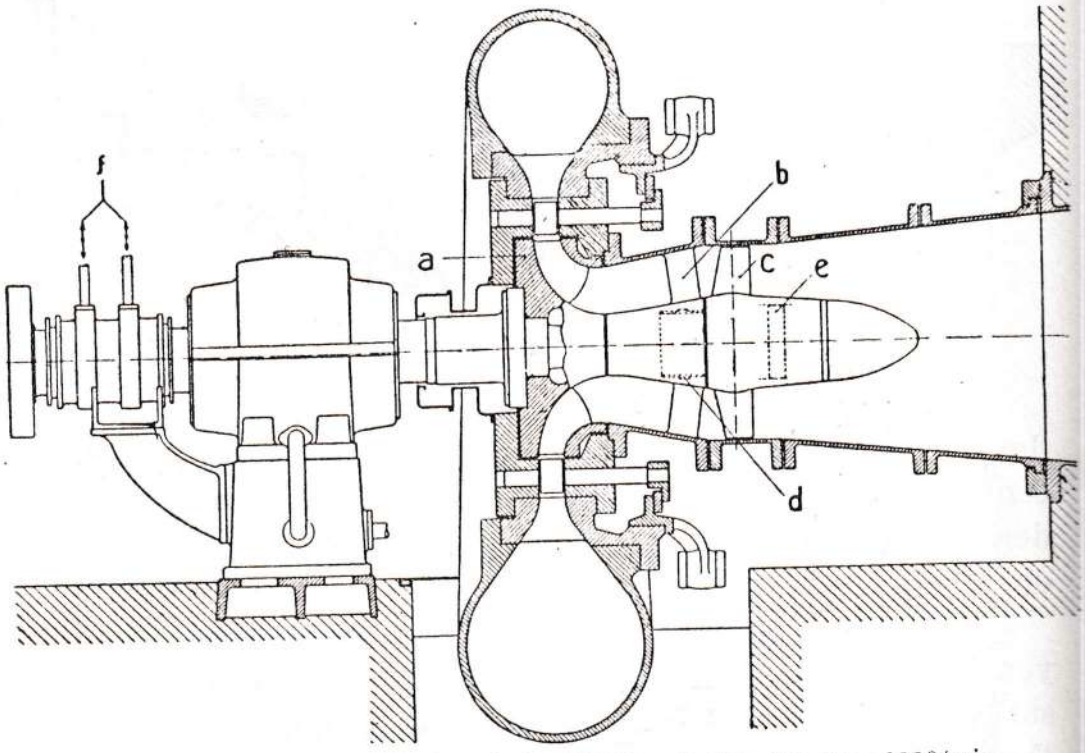


Fig. 162. — Turbina compound de 37 000 caballos con $n = 1000$/min

en espiral para 335 m de salto. El agua pasa luego de la corona fija de directrices b y actúa sobre el segundo rodete

de hélice *c* con palas regulables. En el robusto cubo de la corona directriz va un cojinete *d*. El ajuste de las palas de la hélice se efectúa con un émbolo de trabajo alojado en el interior del cubo de la hélice, como más tarde veremos en la figura 170. El aceite a presión para el regulador entra por *f*. La caja en espiral y los rodetes son de acero fundido de gran espesor. El rodete de hélice funciona con 55 m de presión inicial y 5 m de contrapresión (véase la figura 98).

CAPÍTULO IV

Turbinas de hélice y Kaplan

19. Desarrollo, funcionamiento y construcción

La tendencia a ir construyendo turbinas cada vez más rápidas había conducido ya a las turbinas Francis de los tipos rápidos y extrarrápidos con números específicos de revoluciones hasta de $n_s = 450$/min. Se renunciaba en ellas a guiar y conducir el agua con demasiada exactitud, dejándola circular entre la corona directriz y el rodete a través de un espacio libre de álabes (figura 79). Se puede ver con estas disposiciones que, acortando las paletas y simplificando su forma, podía no obstante conseguirse un rendimiento bastante bueno.

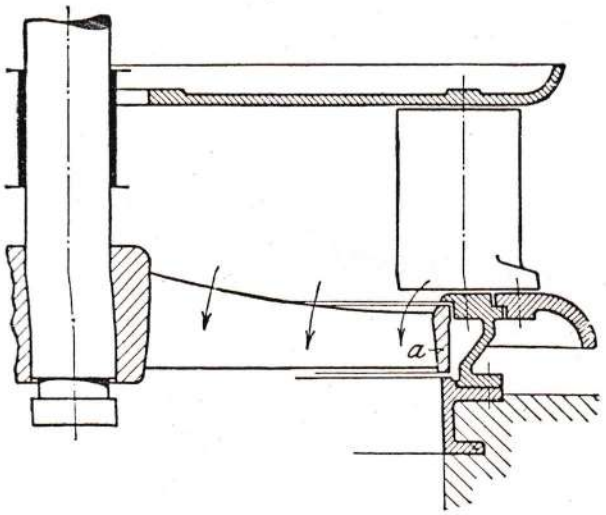


Fig. 163

El profesor *Kaplan*, de Brünn, fué todavía más allá en el camino iniciado, construyendo ya en 1912 una turbina (fig. 163) que constaba de paletas directrices giratorias análogas a las de una turbina Francis y tenía entrada radial para el agua, pero, en cambio, en el rodete entraba ya el agua en sentido axial efectuándose el cambio de dirección sin encauzarlo para nada. Las construcciones ideadas por

Kaplan se mantuvieron bastantes años en el mayor secreto, perfeccionándolas y patentándolas, sin instalar los primeros tipos hasta 1920. Como la figura indica, tenía este primer modelo un rodete compuesto simplemente de cubo para el eje, una estrecha corona exterior y algunas paletas. Al salir el agua de la corona directriz queda enteramente libre, circula en el espacio que hay encima del rodete y merced a la inclinación de la velocidad absoluta con que se mueve, sufre una desviación pasando de la dirección radial a otra axial entrando entonces en el rodete. Éste consta solamente de cuatro a seis paletas, por lo cual no son desviados uniformemente todos los filetes o venas líquidos, habiéndose demostrado, por el contrario (1), que algunos de ellos pasan sencillamente a través del rodete y que sólo a cierta distancia por debajo de los álabes vuelve a establecerse una circulación regular. La forma en que se transmite la presión a las paletas para conseguir una fuerza tangencial puede explicarse únicamente diciendo que todas las partículas de agua reaccionan unas sobre otras y que en las dos caras del álabe del rodete existen presiones diferentes, lo que engendra una fuerza, cooperando sobre todo a este mismo efecto la igualación de presiones y de velocidades que se efectúa debajo del rodete. La circulación del agua en un rodete de esta clase se verifica de un modo muy semejante a la circulación del aire contra la superficie sustentadora de un aeroplano.

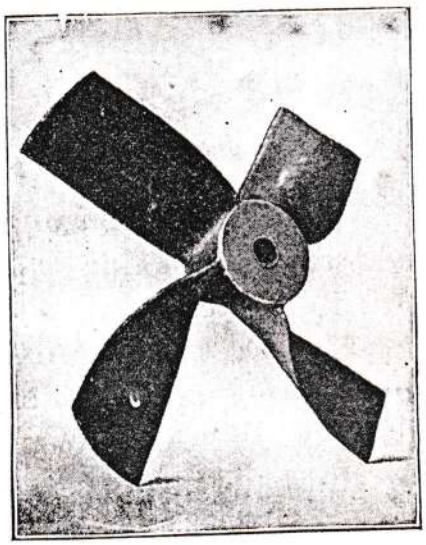


Fig. 164

El empleo sucesivo de estas turbinas condujo a suprimir la corona exterior del rodete, resultando formas muy parecidas a las de una hélice de barco, como demuestra la figura 164, en la cual se ven claramente las diferentes inclinaciones o curvaturas que adopta la plancha en la parte

(1) Véase THOMA, *Z. VDI.*, 1921, pág. 683.

interior y en la exterior. Si suponemos igual velocidad absoluta de entrada c_1, la variedad de la curvatura se deducirá de la distinta velocidad tangencial que tiene la rueda en sus varios puntos. Así, en el cubo o parte central del rodete existe la pequeña velocidad tangencial u_i, y si la entrada del agua se ha de efectuar sin choque la cara del

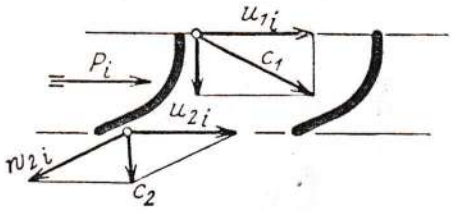


Fig. 165

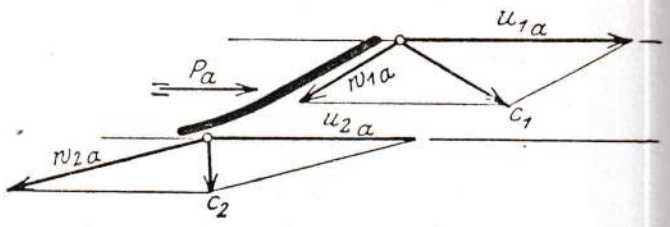


Fig. 166

álabe debe estar en una dirección deducida de la velocidad relativa de entrada w_{1i}. El álabe debe, pues, en esta parte central, comenzar bastante vertical, como indica la figura 165. En la parte exterior hay una velocidad tangencial mucho mayor u_a y el álabe se presenta más aplanado (figura 166), pues también aquí debe procurarse que la entrada del agua sea sin choque. En las figuras se han

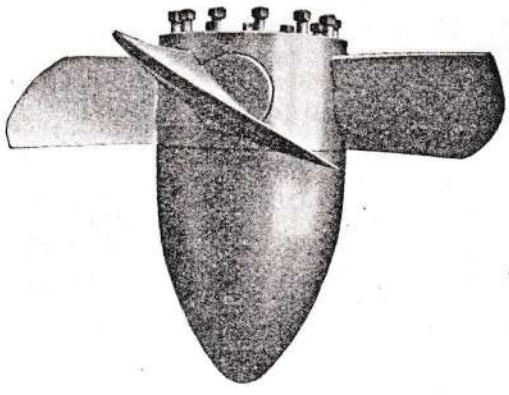


Fig. 167. — Paletas abiertas

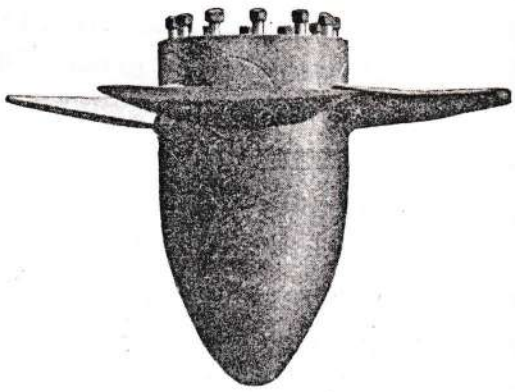


Fig. 168. — Paletas cerradas

dibujado también los paralelogramos de velocidades a la salida y la dirección que han de tener las paletas bajo el supuesto de que la velocidad absoluta de salida c_2 sea la misma.

El rodete actual de una turbina Kaplan se representa en las figuras 167 y 168. Como cósa muy esencial se hacen notar los álabes giratorios con los que se han conseguido notables perfeccionamientos (párrafo **20**). También estos

álabes acusan diferentes curvaturas entre la parte central y la exterior, si bien no en el mismo grado que se alcanzaba en las figuras 165 y 166. El cubo se ha reforzado visiblemente alcanzando hoy hasta unos 0,4 del diámetro del tubo de aspiración, con lo cual se mejora mucho la circulación del agua, como se explica más minuciosamente en el cálculo numérico (párrafo 22). El número específico de revoluciones de estas ruedas alcanza a $n_s = 500 \div 800$ y más.

Hoy es muy corriente denominar a las turbinas de hélice que llevan álabes giratorios *turbinas Kaplan*, mientras que

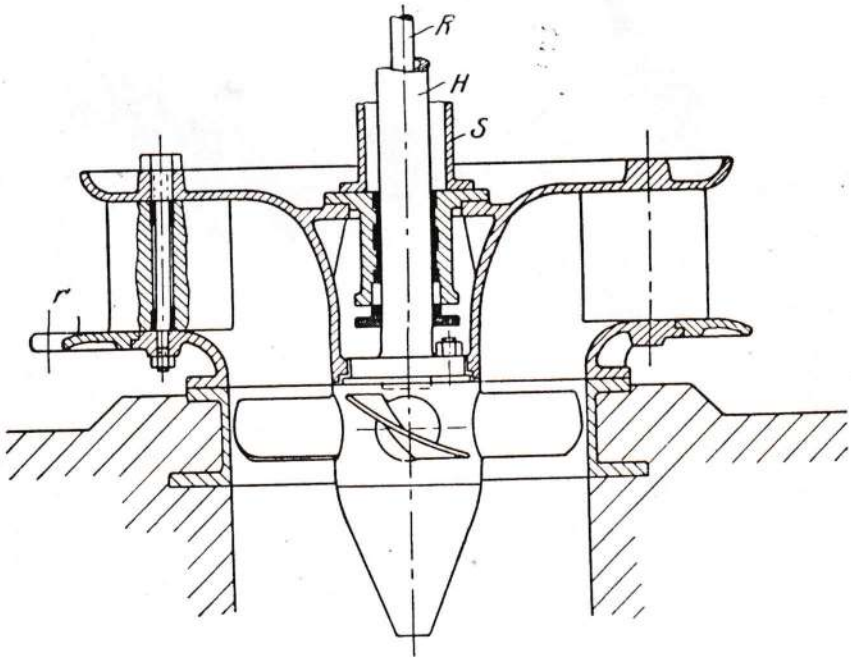


Fig. 169. — *R*, varilla del regulador; *H*, eje hueco; *S*, manguito de protección; *r*, anillo de regulación

las que llevan rodete con paletas fijas, que no caen dentro de las patentes de Kaplan, se llaman algo impropiamente *turbinas de hélice*.

La figura 169 muestra la instalación de una turbina Kaplan de un modelo muy corriente para eje vertical. Las paletas directrices giratorias tienen la misma forma que en las turbinas Francis y se sitúan algo por encima del rodete; son en general de acero fundido y su número varía desde $z_0 = 8$ hasta 24 paletas, según sea la magnitud de la turbina. La corona directriz en su parte superior se continúa algo en curva hasta el cubo del rodete, mientras la parte

inferior de la corona lleva una pequeña superficie curva que se apoya directamente sobre un aro embutido en el hormigón. En la parte inferior se encuentra la corona reguladora que acciona las paletas directrices giratorias, salvo los casos en que se emplea precisamente la regulación exterior (párrafo **16**). El cojinete-guía del eje debe situarse lo más cerca posible del cubo del rodete, debiendo protegerse con estopada. En los tamaños pequeños y medianos se emplean simplemente unos manguitos cortos de ajuste, revistiendo

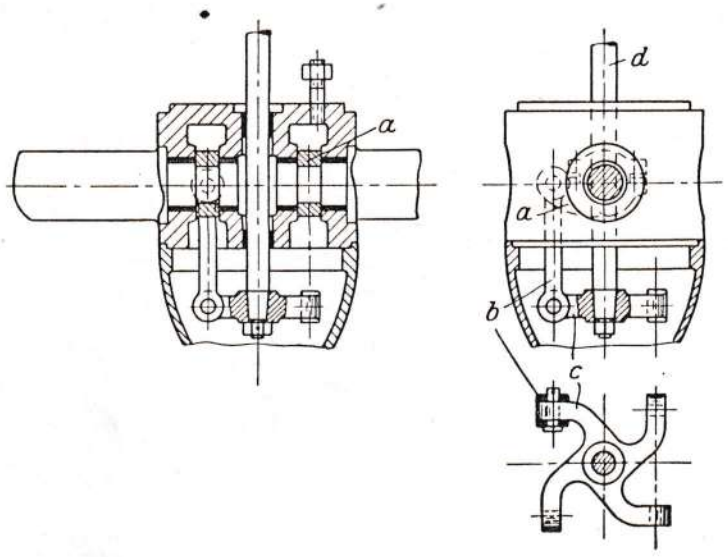


Fig. 170

además el cojinete de metal blanco. En las turbinas grandes se emplean juntas de laberinto y el cojinete lleva unos casquillos de madera, a los que el agua sirve de lubricante. El cubo de la hélice o cabeza del rodete se construye hoy con un diámetro de 0,4 del diámetro del rodete y termina en su parte inferior en una caperuza cónica que mejora la conducción del agua hacia el tubo de aspiración.

En el interior del cubo se encuentran los cojinetes y el mecanismo de giro de las paletas del rodete, como representa la figura 170. Las cuatro aletas de acero fundido llevan unas robustas espigas que pueden girar en unos cojinetes de hierro fundido por medio de una palanca *a* que consta de dos piezas para facilitar el desmontaje. El tirante *b* y la cruz *c*, ligada esta última a la varilla reguladora *d*, completan el mecanismo.

El eje resulta así hueco, puesto que la varilla ha de

pasar a su través. El modo como se conecta la varilla *d* con el regulador de la turbina se explicará en varios ejemplos de instalaciones efectuadas (párrafos **20** y **21**).

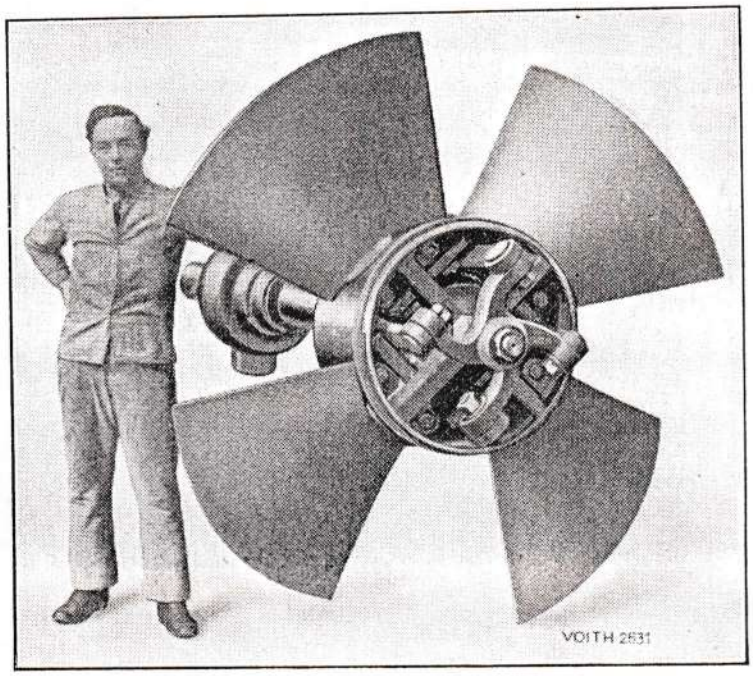


Fig. 171. — Rodete Kaplan de cuatro paletas cortas para pequeño salto

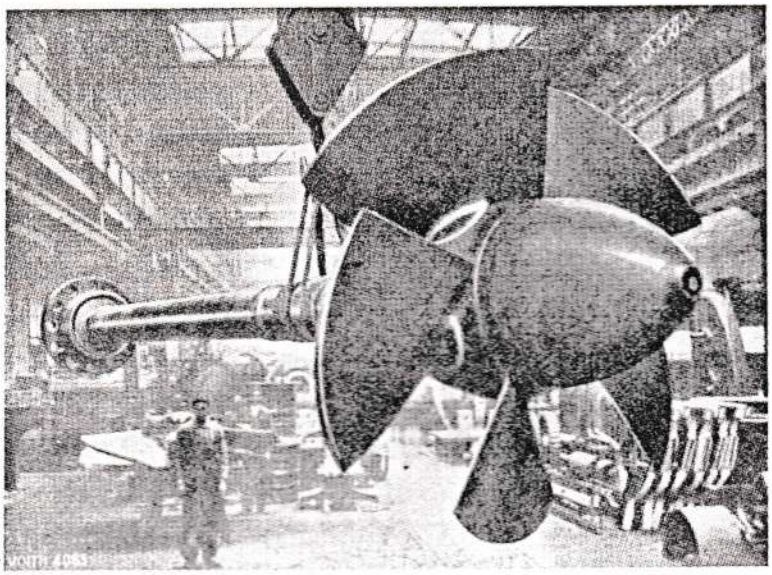


Fig. 172. — Rodete Kaplan de cinco paletas largas para gran salto

El desarrollo de las turbinas Kaplan se hace visible con las figuras 171 a 173. Mientras que en un principio sólo se aplicaban a saltos pequeños, hoy se utilizan con saltos

de 30 m y superiores. La ventaja principal estriba en la *seguridad contra la cavitación*, como más adelante se expon-

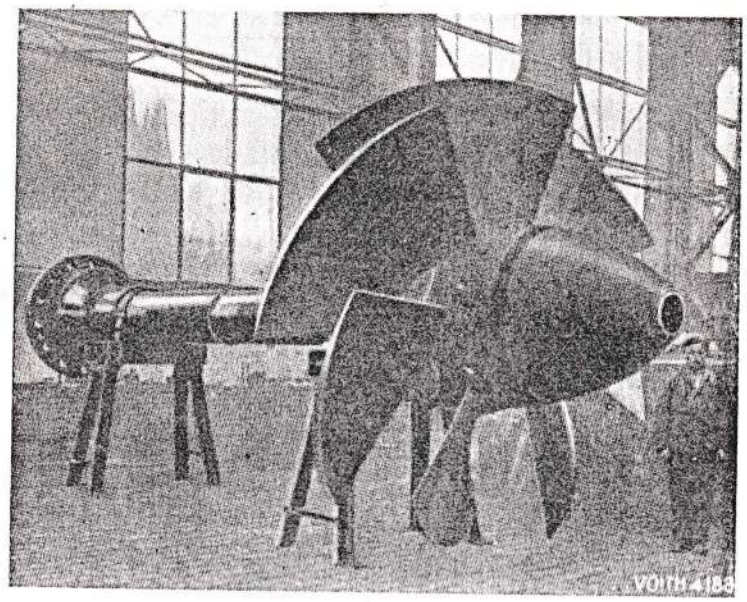


Fig. 173. — Rodete Kaplan con siete paletas largas para saltos hasta de 30 m

drá en el párrafo 22. Los cuidadosos experimentos de las casas Voith y Escher-Wyss han demostrado que el número de paletas y la longitud de las mismas debe crecer con la altura del salto. El rodete de la figura 171 con cuatro paletas cortas está destinado a saltos de poca altura con número específico de revoluciones $n_s = 800$. Para mayores saltos, hasta de 15 m y $n_s \sim 500$ se utiliza el rodete de la figura 172 con cinco paletas largas. Para saltos de 30 m se construye el rodete de la figura 173 con siete paletas largas. En los últimos años se han aumentado considerable-

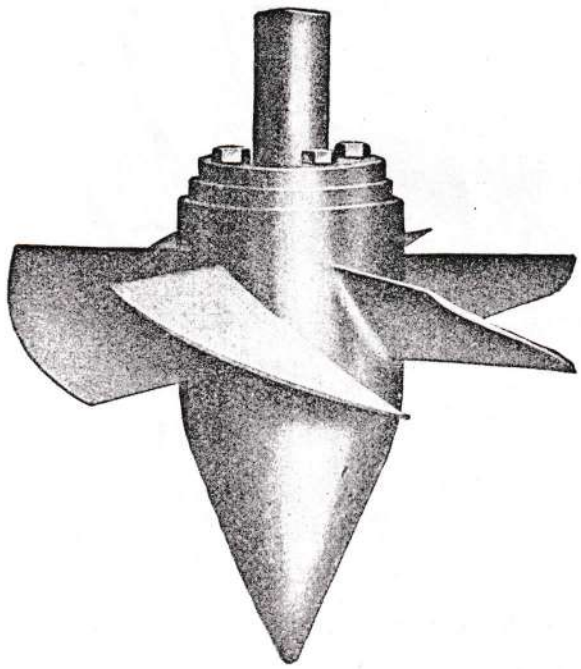


Fig. 174. — Rodete de hélice con seis paletas fijas para saltos de 9 m

mente las dimensiones y hoy se construyen rodetes Kaplan para 42500 caballos con un diámetro de 7 m.

También en los últimos años se han perfeccionado las *turbinas de hélice* sin paletas giratorias en el rodete, alcanzando asimismo las mayores potencias. Las ruedas tienen igual forma que las turbinas Kaplan, pero es muy corriente adoptar un número mayor de álabes, porque así se consigue una mejora en el encauzamiento del agua. Un rodete de Escher-Wyss y Compañía (fig. 174) con seis paletas fijas nos muestra que en estos tipos tienen las paletas mayor longitud en la dirección en que atraviesa el agua y por ello se recubren en algo las paletas unas a otras, lo que no ocurre ciertamente en los de paletas giratorias.

20. Regulación de las turbinas de hélice y Kaplan

A) Influencia sobre el movimiento del agua y el rendimiento

Ya hemos indicado que se consignan como «turbinas de hélice» los modelos en que se emplean álabes fijos y con el nombre de «turbinas Kaplan» las que están provistas de paletas o álabes giratorios.

A las «turbinas de hélice» se las regula por medio de paletas giratorias en la corona directriz, análogamente a la disposición empleada en las turbinas Francis. El movimiento de giro de estas paletas origina circunstancias semejantes a las que ya se consideraron en el párrafo **13,** C.

El ángulo α_0 varía y con él varían también la dirección y la magnitud de la velocidad absoluta de salida de la corona directriz, o sea c_0. En las turbinas de hélice se junta ciertamente a esto la desviación que ha de sufrir el chorro líquido desde las paletas directrices a los álabes del rodete, lo que tiene lugar en una cámara sin canales ni paredes conductoras, pero como el caudal habrá disminuído a consecuencia del funcionamiento del regulador y cierre consiguiente de las paletas, también debe reducirse w_1 a la entrada del rodete. Por los motivos ya indicados en párrafos anteriores se procura calcular muchas veces las tur-

binas de hélice de forma que alcancen su mejor rendimiento con una admisión algo por debajo de la máxima. Resultan así en la regulación unas variaciones de los paralelogramos de velocidades análogas a las que ya se explicaron con ocasión de las figuras 103 y 104.

A la entrada en el rodete se origina una pérdida por choque y a la salida nos resulta una velocidad c_2 mayor en magnitud, pero de dirección más inclinada. Ambas circunstancias contribuyen a la disminución del rendimiento, y en efecto baja éste, como ya se explicó, tanto más rápidamente, cuanto mayor sea la rapidez de la turbina. En la figura 175 se observa claramente que el rendimiento de una turbina de hélice alcanza su máximo, por ejemplo para una admisión de 80 % y que resulta superior al rendimiento máximo obtenido para una turbina Francis. Con recientes ensayos se han llegado a observar rendimientos hasta de 90 % y más altos aún. La curva desciende muy rápidamente a los dos lados del punto más elevado y funcionando la turbina a plena admisión el rendimiento queda algo por debajo de 0,8, al paso que con 30 % de admisión ya se reduce a 0, o sea que la turbina no rinde ningún efecto útil.

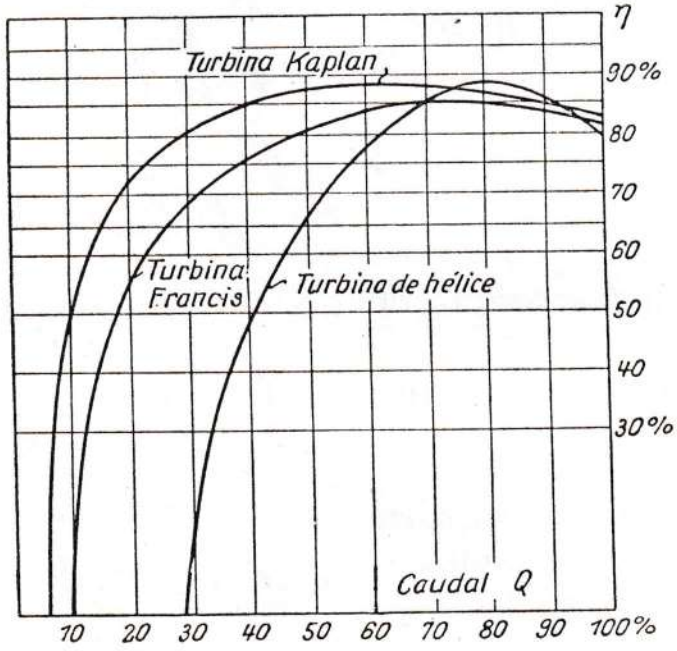


Fig. 175

En las turbinas Kaplan son giratorias lo mismo las paletas directrices que las del rodete a fin de mejorar la regulación, habiendo observado Kaplan que al cambiar la inclinación de los álabes del rodete se conseguía mantener bastante elevado el rendimiento dentro de extensos límites en variaciones de admisión. En las modernas construcciones

se han obtenido en efecto curvas de rendimiento sumamente favorables, como salta a la vista al observar la citada figura 175. Con todo el caudal obtenemos $\eta = 83$ %, valor que aun crece hasta un máximo de 87 % y todavía con la admisión de 30 % se mantiene por los alrededores de 80 %. En las modernas turbinas Kaplan se han conseguido rendimientos hasta del 90 %.

La *regulación más favorable* se consigue cuando al girar las paletas conserva siempre c_{u1} el mismo valor y a la salida de la paleta se mantiene en todo momento c_2 per-

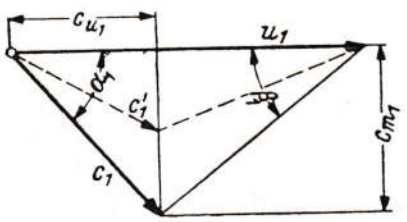


Fig. 176

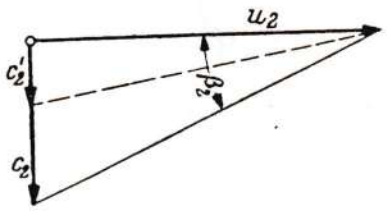


Fig. 177

pendicular a u_2. En lugar de los primitivos paralelogramos de las figuras 103 y 104 con pérdidas por choques a la entrada y remolinos a la salida, se presentan los triángulos de velocidades de las figuras 176 y 177.

En este caso ideal se cumple la ecuación fundamental

$$u_1 \cdot c_{u1} = \eta_h \cdot g \cdot H$$

con cualquier grado de admisión y el rendimiento alcanza elevado valor en toda la zona de regulación. En la práctica se aproxima uno mucho a este caso ideal por ajuste simultáneo de las paletas directrices y de las del rodete.

La manera como se consigue este aumento de rendimiento al variar la posición de los álabes se explica a la vista de las figuras 178 y 179, que representan esquemáticamente la sección de un álabe cerca del eje, donde las velocidades periféricas no son muy grandes. La figura 178 indica la posición del álabe para la cual alcanza η su máximo valor. La velocidad absoluta de entrada c_1 se descompone en u_1 y en w_1 y la paleta queda en la dirección de esta última a fin de que la entrada del agua tenga lugar sin choque. A la salida se determinan los ángulos de tal modo que la velocidad absoluta c_2 alcanza un valor razonable,

siendo exactamente perpendicular a u_2 o formando un ángulo muy próximo a 90º. Si ahora cambia la posición de los álabes, disminuyendo la admisión se modifican las velocidades aproximadamente en la forma representada en la figura 179. La velocidad absoluta c_1 es ahora menor que a plena admisión, porque el espacio libre encima del rodete resulta ahora excesivamente grande para el menor caudal de agua y origina ello una disminución de velocidad. A la entrada puede ponerse la paleta aproximadamente en la dirección de w'_1, con lo cual la pérdida por choque es suavizada. Ahora, en la salida, se obtiene la ventaja esencial de que habiéndose cambiado el ángulo β_2 en β'_2 la

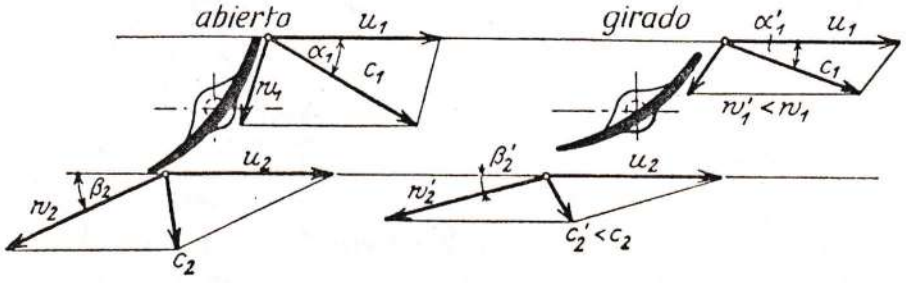


Fig. 178

Fig. 179

velocidad absoluta c'_2 es más pequeña, lo que precisamente nos conviene dada la disminución del caudal. A pesar de la menor cantidad de agua que pasa por segundo, el tubo de aspiración quedará lleno, lo mismo que trabajando con toda la cantidad de agua, pero circulando a una velocidad menor c'_2.

Además, la dirección inclinada de c'_2 no es tan exagerada como pudiera creerse y fué observada anteriormente en las turbinas con paletas fijas, sino que, por el contrario, se puede conseguir con determinadas hipótesis que c_2 conserve siempre su dirección. Ya en el párrafo **13, C**, se expuso que los ángulos y velocidades de los paralelogramos pueden deducirse de la ecuación fundamental con cierta aproximación. Por todo lo dicho, se comprende que la combinación de las paletas giratorias en los álabes de la corona y en los del rodete corresponde a las condiciones teóricas que pueden exigirse para que la regulación se efectúe bien.

Al comparar con la curva de rendimiento de una turbina Francis, resulta que una turbina Kaplan con álabes

giratorios es muy superior desde el punto de vista de la regulación (véase la figura 175). Es verdad que a consecuencia de la doble regulación una turbina Kaplan resulta siempre más cara que otra Francis de igual potencia. Por esto se emplean las turbinas Kaplan con preferencia, en aquellas instalaciones en que se desea conseguir rapidez de giro y la máxima regulabilidad. Si esta última condición no es muy precisa, o sea si la turbina ha de funcionar casi siempre con poca variación de carga, es preferible instalar una turbina de hélice. Esta es muy superior, por su sencillez, a la turbina Francis.

B) Mecanismo regulador en las turbinas Kaplan

Sólo en raros casos y con *turbinas pequeñas* se encuentra una regulación como la representada en la figura 183.

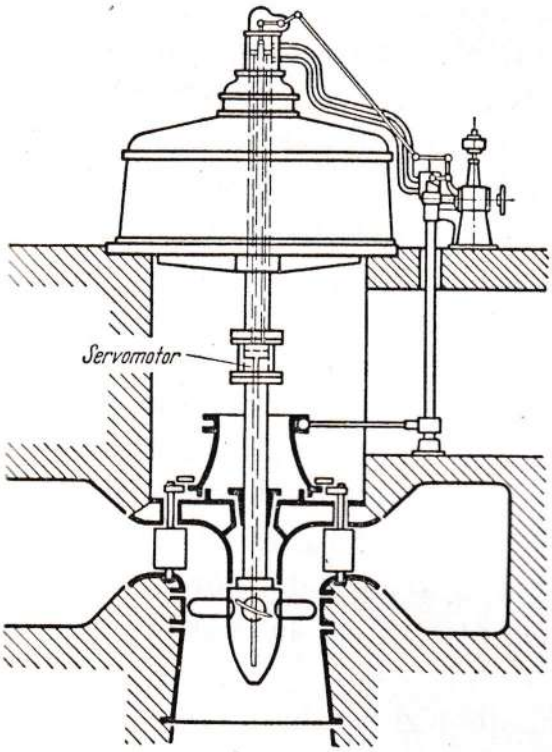


Fig. 180

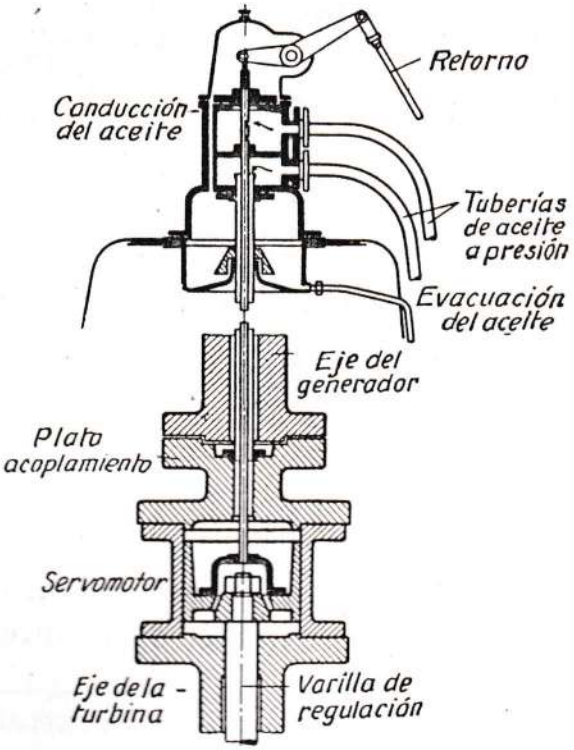


Fig. 181

Mediante un juego de palancas es aplicada la fuerza de regulación a la rangua de bolas de la varilla del regulador, situada en el eje hueco de la turbina. Con esta varilla se efectúa el giro de las paletas, como ya se vió en la figu-

ra 170. El accionamiento puede ser a mano o por un regulador de acción indirecta, es decir con émbolo de trabajo. El ajuste de las paletas directrices se verifica con reguladores especiales, como en las turbinas Francis.

En las grandes instalaciones, tanto la casa Escher-Wyss como J. M. Voith, emplean la doble regulación según el esquema de la figura 180.

El regulador acciona en la forma ya sabida y por medio de una válvula y un émbolo de trabajo las paletas de entrada. Los álabes del rodete funcionan de un modo distinto; una válvula reguladora hace pasar por unos tubitos aceite a presión, el cual va a una cámara distribuidora situada en el extremo superior del eje; de esta cámara pasa por dos tubitos a un cilindro de trabajo o «servomotor» que gira junto con el eje, como se representa en la figura 181. De estos tubitos uno es interior al otro, yendo el aceite por el tubo interior a la parte inferior del émbolo, mientras que por el tubo exterior es conducido a la parte alta; todo ello accionado por la válvula. El émbolo obra directamente sobre la varilla del regulador.

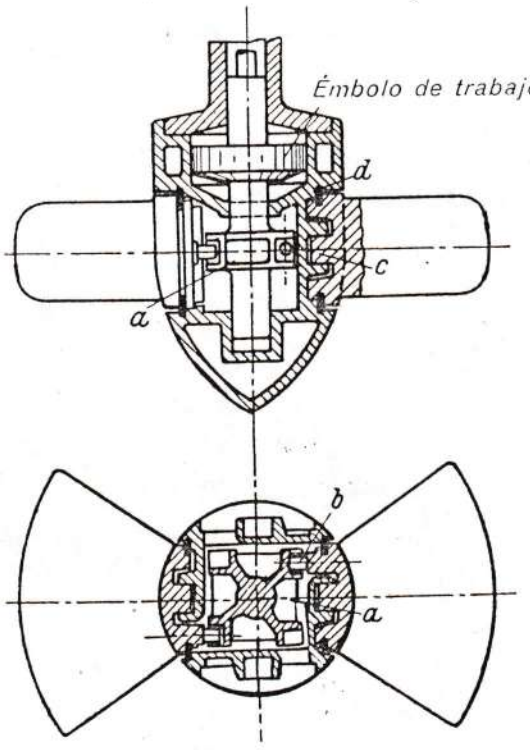


Fig. 182

La casa sueca Verkstaden, de Kristineham, monta el émbolo de trabajo directamente en el cubo de la hélice (figura 182) (1). El robusto vástago del émbolo se prolonga hacia abajo dentro del cubo y lleva una pieza *a* de guía, que con unas resbaladeras y los gorrones *b* mueve las paletas. Éstas giran alrededor de los muñones *c* y llevan las arandelas de retención *d*. La conducción del aceite al

(1) EKWALL y MUNDING, *Z. VDI.*, 1928, pág. 1874.

émbolo de trabajo se verifica por arriba, en la misma forma que en la figura 181.

21. Sistemas de montaje de las turbinas de hélice y Kaplan

Casi todas las turbinas de hélice y Kaplan montadas hasta la fecha son de *eje vertical*, por tratarse generalmente

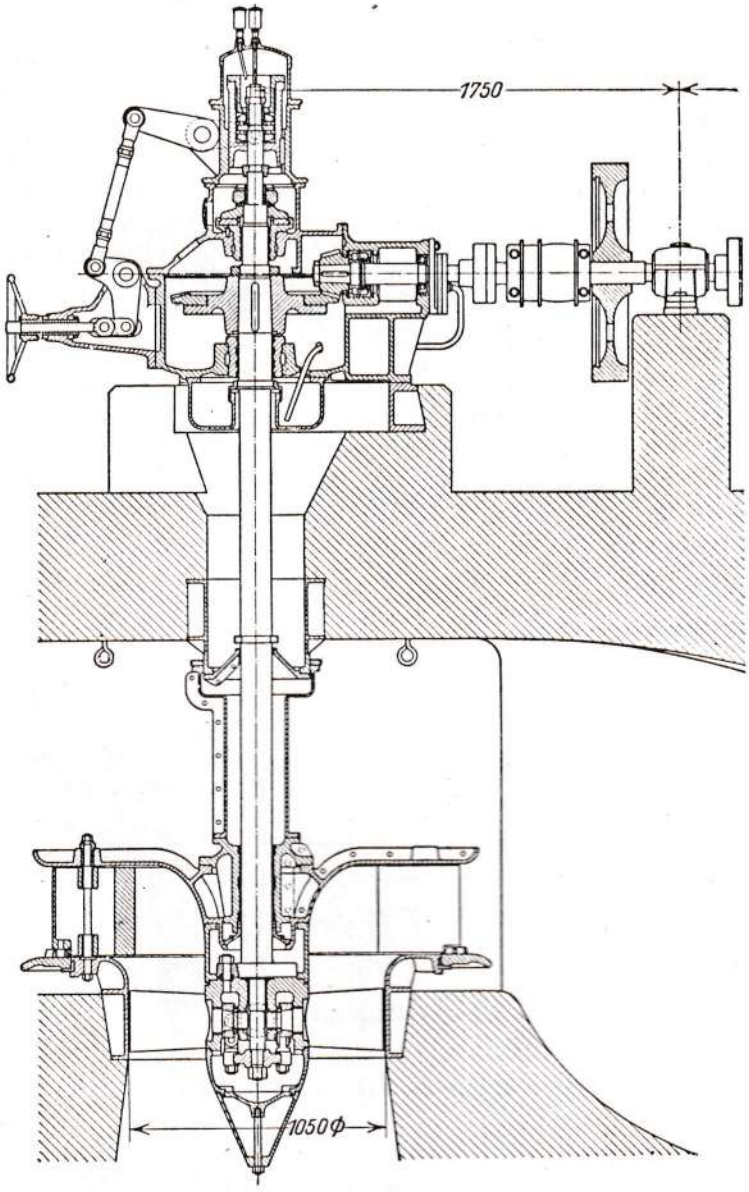


Fig. 183. — Turbina Kaplan de 80 caballos ($H = 2$ m)

de saltos con altura relativamente pequeña y porque el eje vertical ofrece las mayores facilidades de montaje. Las

turbinas pueden ir en cámara abierta o en cámara espiral, por lo general hormigonada, aunque a veces también se emplea la caja de chapa.

La instalación de conjunto de una pequeña turbina Kaplan de eje vertical con potencia de $N = 80$ caballos

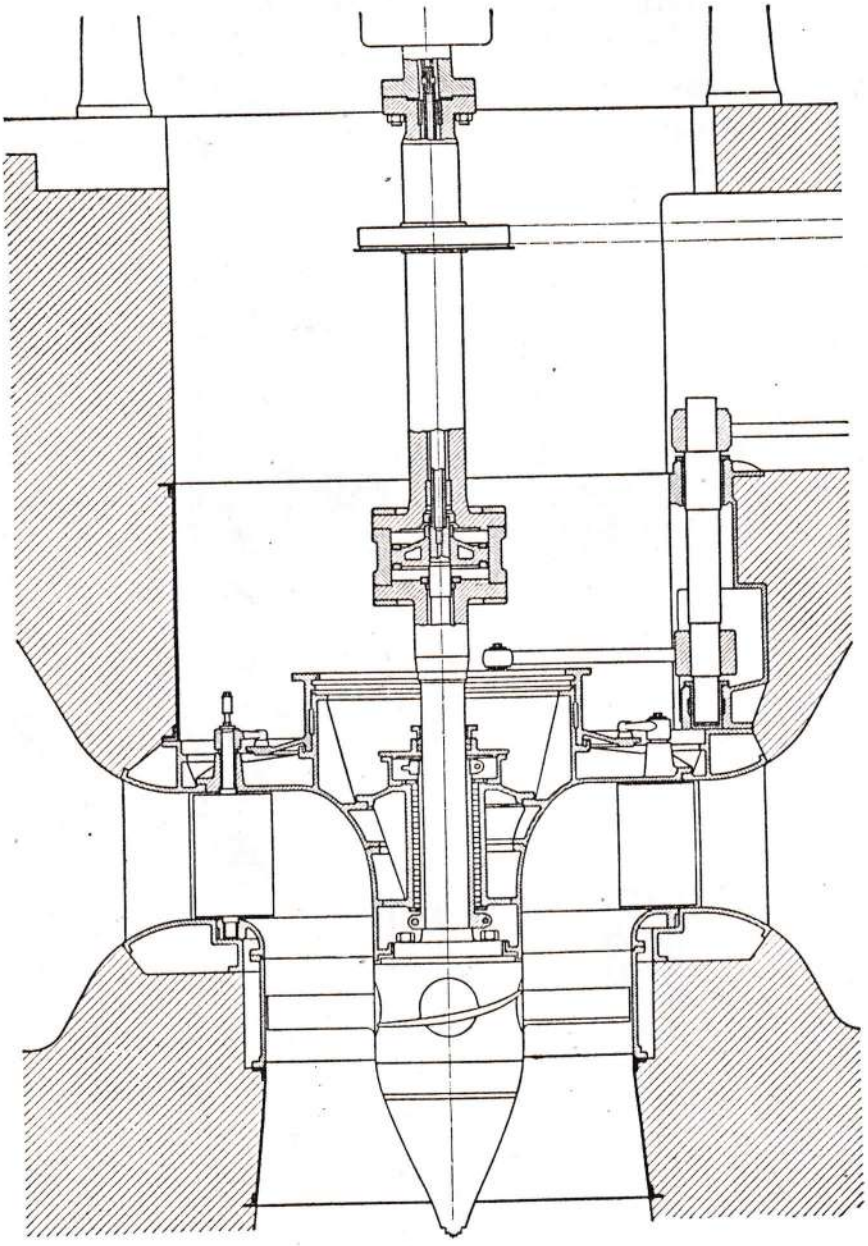


Fig. 184. — Gran turbina Kaplan de 3120 caballos ($H = 8{,}2$ m)

para $H \sim 2$ m y $n = 24$/min ha sido representada en la figura 183 que procede de Escher-Wyss y Compañía. Como en los pequeños saltos el número de revoluciones es pequeño (a pesar de que sea grande n_s), se puede establecer

un engranaje cónico, con lo que el eje horizontal del caso que se describe trabaja a $n = 750$/min.

Este engranaje va cubierto de aceite, está construído de acero y lleva dientes helicoidales a fin de obtener una marcha más silenciosa. En esta turbina se accionan las paletas directrices por un regulador de acción indirecta

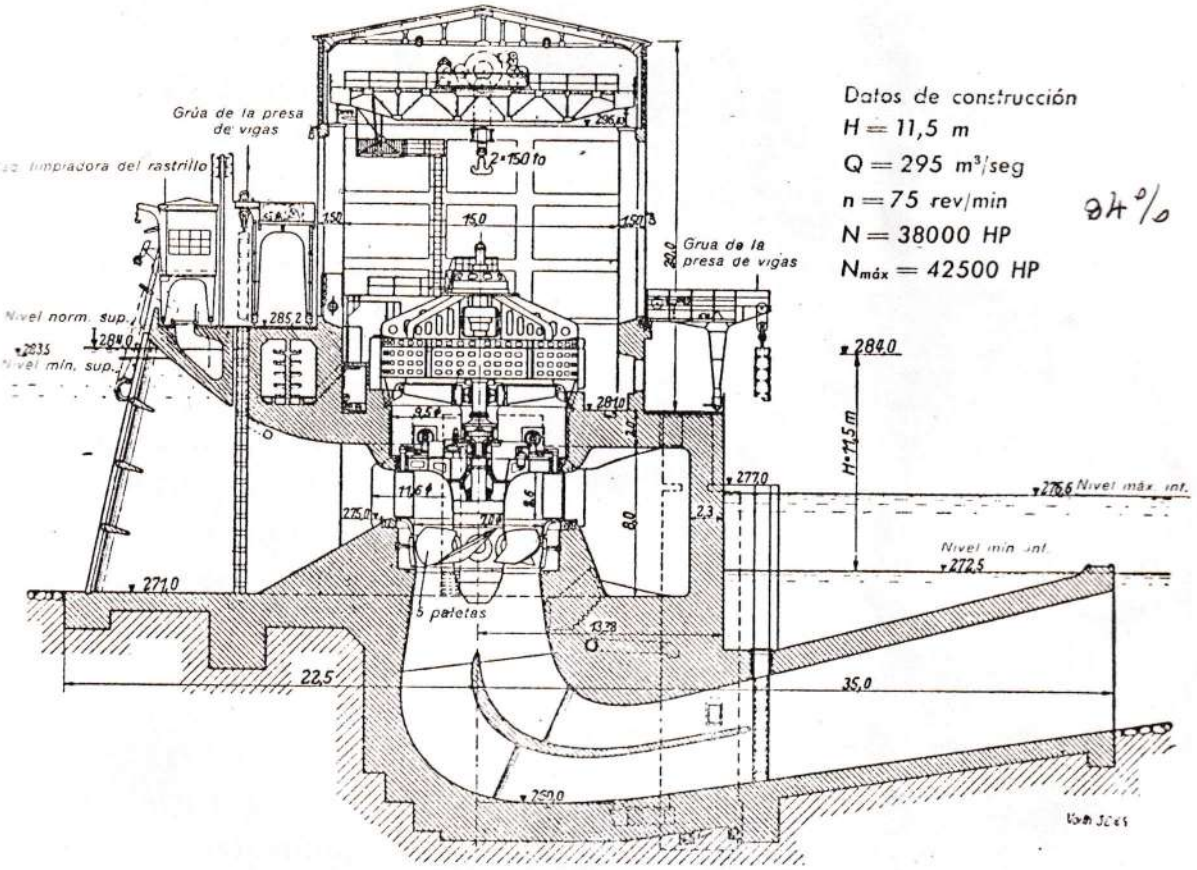
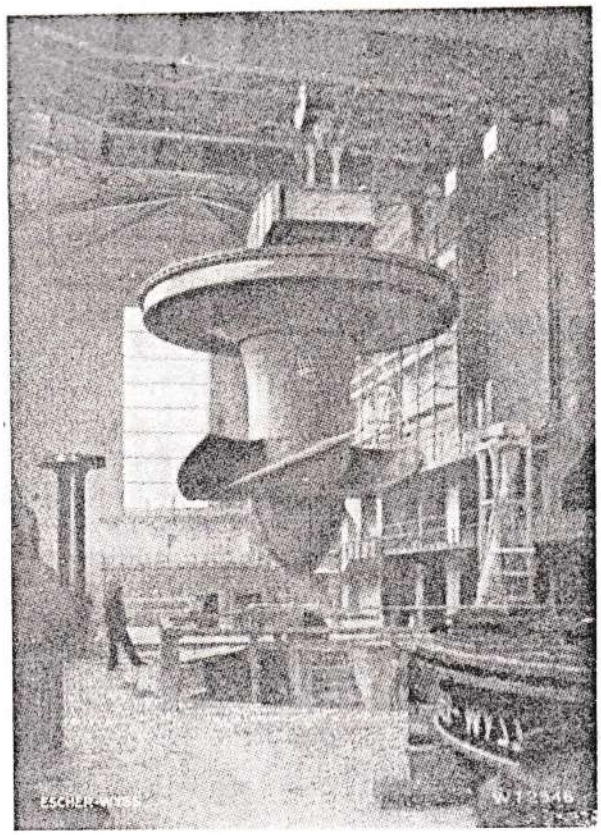
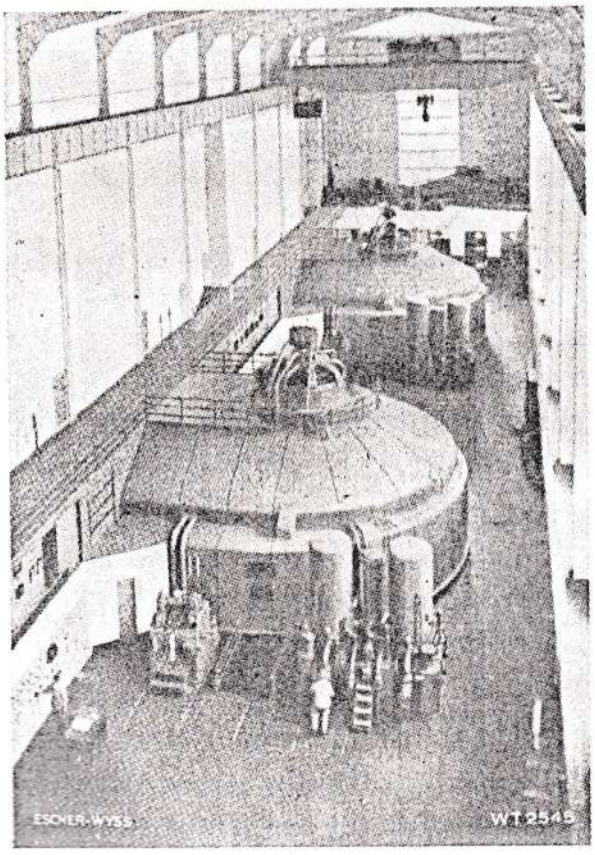


Fig. 185. — Sección transversal de la casa de máquinas de la central de Ryburg-Swoerstadt (Rin) con turbinas Kaplan de 42500 caballos de potencia máxima

como en las turbinas Francis. Las paletas del rodete se ajustan a mano para cada carga. Un volante de mano y un juego de palancas permiten accionar la varilla reguladora, que como ya sabemos provoca el giro de las paletas.

En la figura 184 se ve una instalación del mismo constructor para la central de Landenburg, en el río Neckar, con turbinas Kaplan bastante grandes. Con un salto de $H = 8{,}2$ m consume la turbina $Q = 35$ m³/seg y desarrolla $N = 3120$ caballos con $n = 167$/min. El eje vertical se halla directamente acoplado a un alternador. Las paletas del rodete se accionan por un regulador automático con





servomotor (párrafo **20**) y las paletas directrices tienen la regulación exterior usual.

En la figura 185 se representa una de las cuatro turbinas de la central de Ryburg-Schwoerstadt sobre el Rin, que rinde 42 500 caballos con 11,5 m de salto. Cada turbina consume un caudal de 295 m³/seg y gira a 75 revoluciones por minuto, por lo que el alternador, colocado encima de la turbina, va directamente acoplado a ésta. Los rodetes tienen cinco paletas ajustables con un diámetro exterior de 7 m. Como puede verse en la figura, las turbinas van alojadas en cámaras espirales cuyas entradas no llevan compuerta de cierre. Sólo es posible el cierre de las cámaras con una presa de vigas, en caso de reparaciones. Delante de la entrada de la cámara va un rastrillo

Figs. 186 *a* y *b*. — Entrada de un rodete Kaplan en el pozo de la turbina y vista de la sala de máquinas de la central de Albbruck-Dogern (Rin).

con barrotes de 14 m de largo separados 150 mm, equipado con una máquina limpiadora muy eficaz. Las turbinas fueron suministradas por Voith y por Escher-Wyss.

En la figura 186 *a* puede verse el rodete y la tapa de una turbina, sacados de su pozo, de la central de Albbruck-Dogern, obra de Escher-Wyss. El caudal total de 900 m³/seg se distribuye aquí en tres turbinas Kaplan verticales que con $H = 11{,}5$ m suministra cada una 37 600 caballos. También estos rodetes tienen 7 m de diámetro exterior y su

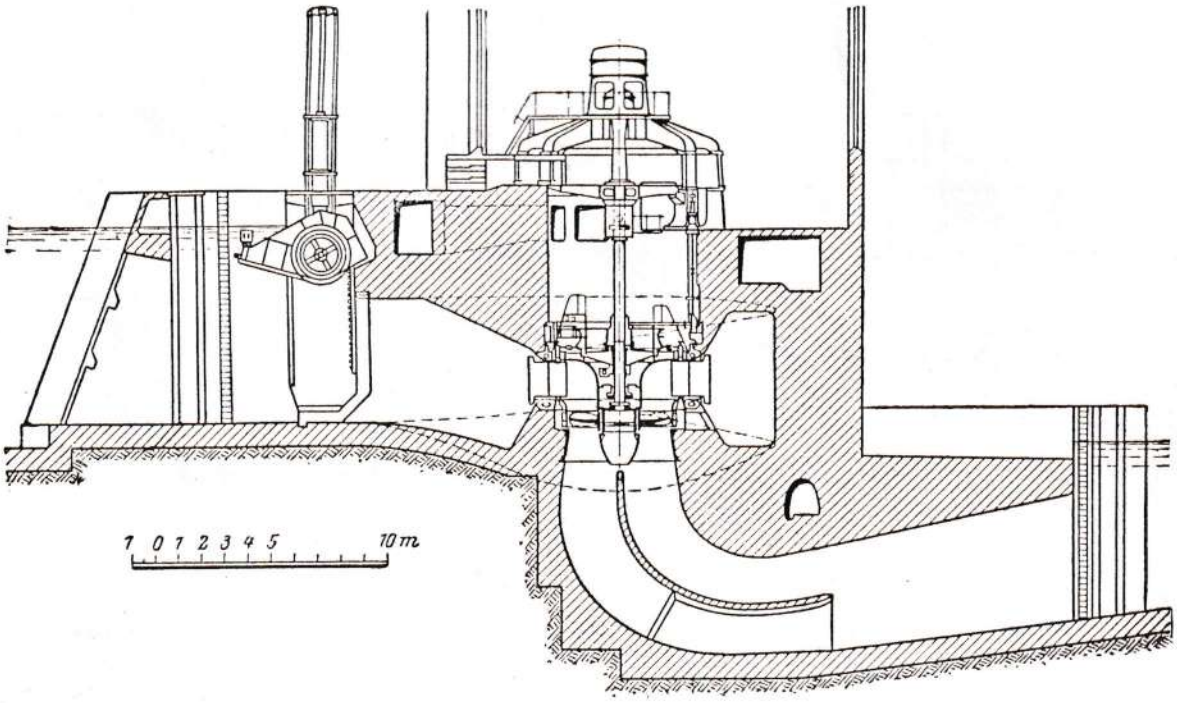


Fig. 187. — Turbina de hélice de 9000 caballos ($H = 9$ m)

montaje, como el antes descrito, se efectúa en cámaras en espiral sin compuertas y con los alternadores directamente acoplados. Una vista parcial de la sala de máquinas con dos alternadores y delante de ellos los correspondientes reguladores, se reproduce en la figura 186 *b*, por la que es posible formarse una idea de la amplitud de dimensiones de esta instalación.

También las *turbinas de hélice*, es decir las que llevan rodete de paletas fijas, se han perfeccionado en los últimos años y se han construído de grandes dimensiones. Los rodetes tienen la misma forma que los de las turbinas Kaplan; sólo es corriente proveerlos de mayor número de paletas para mejorar la conducción del agua. Uno de estos rodetes

construído por Escher-Wyss con seis paletas fijas, se representa en la figura 174 y por ella puede reconocerse que las paletas son algo más largas en el sentido de la circulación y que a causa de ello se solapan en cierto modo, lo que no sucede en los rodetes de paletas giratorias.

En el Danubio existe una instalación en Kachlet con turbinas de hélice, la cual se representa en la figura 187. Existen en la central ocho turbinas verticales de 4,6 m de

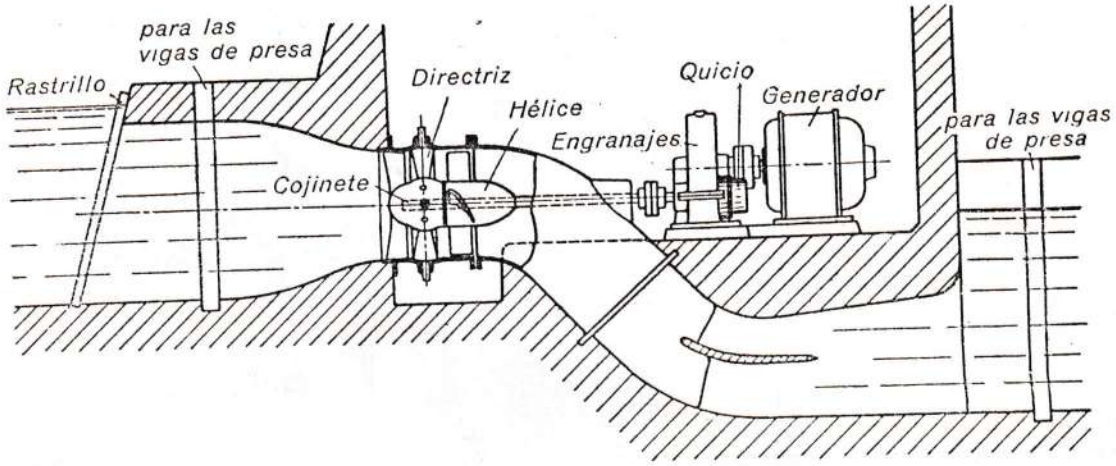


Fig. 188. — Montaje de turbina de hélice con eje horizontal (proyecto del autor)

diámetro de rodete que con 9 m de salto máximo consumen 90 m³/seg y desarrollan potencias unitarias de 9000 caballos. La velocidad es de 75 revoluciones por minuto y se acoplan directamente a los alternadores que se ven en la figura.

Hagamos notar que la regulación es sumamente sencilla, pues sólo hay que accionar las paletas directrices. También estas turbinas alcanzan un rendimiento de 90 % y mayor, pero la curva del rendimiento baja rápidamente al disminuir algo la admisión, como explicamos en el párrafo **20.** En lugar de las compuertas de corredera funcionan en esta instalación unas compuertas giratorias con excelente resultado.

Entre las turbinas de hélice con paletas fijas podemos incluir las *hélices oblicuas* patentadas por *Lawaczek*, que forman una transición entre las Francis y las ruedas de hélice. Uno de estos rodetes se representó ya en la figura 81 entre las turbinas Francis. Se han construído ya varios modelos

y en unidades de 2000 caballos para $H = 5{,}3$ m (1) y de 11 000 caballos para $H = 6{,}5$ m (2). Se obtienen rendimientos hasta de 0,88.

Las *turbinas de hélice con eje horizontal* apenas se han construído hasta la fecha, por no haberse demostrado como necesarias. La ejecución es sin embargo posible, como lo indica el proyecto de la figura 188, ya que montajes semejantes son usuales desde hace muchos años en las bombas centrífugas. Alguna dificultad ofrece el apoyo del eje de la hélice, pues uno de los cojinetes, en el interior de la rueda directriz, resulta inaccesible. También la regulación de las paletas directrices es más dificultosa que en las turbinas de eje vertical, pues la rueda directriz se encuentra en una corriente axial de agua. Para que las paletas directrices puedan girar tienen que estar delimitadas por dos superficies esféricas (fig. 189), como es usual en las grandes compuertas o llaves de estrangulación. El movimiento de las directrices se efectúa con anillo de regulación, bielas y manubrios sobre los correspondientes muñones. Para economizar sitio y gastos se recomienda una transmisión de engranaje frontal y un generador pequeño con gran número de revoluciones, como puede verse en la figura 188. La turbina de eje horizontal con este montaje es una *turbina axial* por completo.

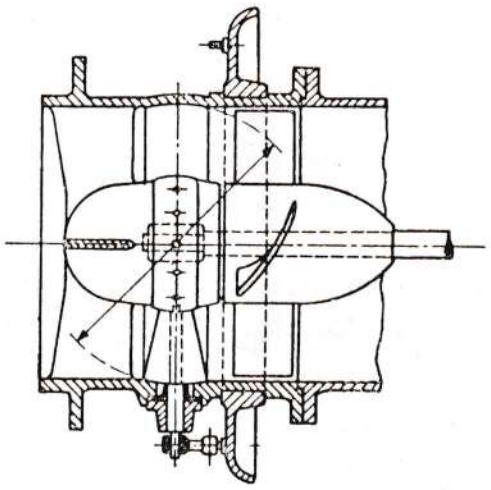


Fig. 189. — Rueda directriz de una turbina de hélice de eje horizontal

A los montajes con eje horizontal (o poco inclinado) pertenecen también las modernas instalaciones de *centrales sumergidas*, sistema Arno-Fischer (3). El agua circula contorneando al generador, que va montado inmediatamente detrás de la hélice. La instalación completa va alojada en

(1) Central Viereth a. Main. *Z. VDI.*, 1924, pág. 1211.
(2) Central Lilla Edet, Suecia. *Z. VDI.*, 1928, pág. 1875.
(3) Véase *Z. VDI.*, 1936, pág. 1548; 1938, pág. 1117.

el cuerpo de la presa y no es necesaria la construcción de una casa de máquinas.

22. Fundamentos del cálculo

A) Generalidades

Como ya se expuso en el párrafo **19,** no se puede hablar en las turbinas de hélice ni en las Kaplan de una circulación regular del agua ni de la conducción por los canales de las paletas. La transmisión de la presión del agua a las paletas ocurre por la recíproca influencia de las partículas de agua en el cambio de dirección, originándose diferencias de presión entre las caras superior e inferior de las paletas. El cálculo de estos rodetes con sólo pocas paletas y circulación axial del agua, hay que referirlo por lo tanto a otros fundamentos que los que establecimos para el cálculo de rodetes normales Francis.

Estos fundamentos se publicaron por primera vez por *Bauersfeld* (1) y han confirmado una vez más la aplicación de la ecuación fundamental de las turbinas a cualquier sección de paleta.

En la práctica sólo se han conseguido rodetes de hélice utilizables con alto rendimiento, construyendo modelos de prueba o ensayo, y estudiando en ellos las formas de paleta más adecuadas. Como ya se expuso al hablar de la construcción de las paletas en las turbinas Francis (página 109), no estamos hoy en situación de poder abarcar con explicaciones teóricas las condiciones de la circulación del agua en los rodetes, de forma que se pueda fundar sobre ellas un cálculo exacto. Pueden establecerse, desde luego, cálculos de tanteo fundados en la teoría de los filetes o venas líquidos y que pueden dar la base para construir modelos de rodete que luego hay que ensayar. Con esta observación pasamos adelante.

Como en todas las turbinas, se verifica aquí para una determinada sección de paleta, la ecuación fundamental

$$u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 = \eta_h \cdot g \cdot H,$$

(1) Véase Bauersfeld, *Z. VDI.*, 1922, pág. 461.

la cual con $\alpha_2 = 90^o$ y $u_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_{u1}$ se simplifica dando

$$u_1 \cdot c_{u1} = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

El ángulo de entrada β_1 en la paleta del rodete es, como ya se expresó en la página 164, distinto para las diferentes secciones de la paleta.

En todo caso resulta agudo en el diámetro exterior y se reduce hasta valer 10°. La influencia que tiene tanto este ángulo β_1 como el α_1 en la forma de las paletas y en la rapidez del rodete, ya se explicó extensamente en las turbinas Francis (párrafo **13,** A). Aquí aparecen relaciones muy semejantes. Las velocidades angulares mayores pueden conseguirse solamente reduciendo β_1 y aumentando α_1, este último con un valor que se acepta entre 45 y 60°.

A la salida del rodete es de importancia la determinación de la velocidad absoluta c_2 y ante todo la c_3 al comienzo del tubo de aspiración, pues sólo aumentando c_3 se consiguen pequeños valores para D_3 y pequeños diámetros de rueda, lo cual a su vez es necesario a fin de conseguir grandes velocidades. Se calcula por esto c_3 en $20 \div 40$ % de la altura del salto H y se ensancha el tubo de aspiración de forma que al desaguar en el canal inferior la velocidad valga aproximadamente $c_4 \sim 1{,}5$ m/seg, con lo cual la energía perdida por este concepto es muy pequeña. También aquí tienen aplicación estas reflexiones como en las turbinas Francis. Al tubo de aspiración se le da muchas veces la forma que ya se representó en las figuras 95 y 96. El codo del tubo de aspiración, alojado en el cimiento y con salida progresiva lo más larga posible, es la disposición más usual, como ya se vió en los tipos de montaje del párrafo **21.**

De importancia especial es también para turbinas de hélice la altura de aspiración H_s.

Como antes se indicó (pág. 91), cuando las paletas son cortas y la presión en su cara inferior es pequeña, existe el peligro de que se produzcan vacíos que pueden ocasionar corrosiones fuertes, efecto que se ha denominado *cavitación.* En las turbinas de hélice este peligro se acrecienta en grado sumo a causa del escaso número de paletas, su tamaño reducido y la gran diferencia de presiones que tiene

lugar. Para calcular la altura de aspiración H_s que resulta admisible se utilizan nuevamente los coeficientes σ de cavitación según *Thomas*. Ya en la figura 97 se indicaron estos coeficientes en función del número específico de revoluciones n_s para los otros tipos de turbinas; para las de hélice se adoptan los que siguen:

n_s =	500	600	700	800
σ =	$\sim 0{,}6$	$\sim 0{,}8$	$\sim 1{,}5$	$\sim 2{,}1$

Estos valores de σ sólo son válidos para determinado número de paletas y relación entre la longitud l de las mismas y distancia o paso t entre ellas (fig. 190).

El valor $\sigma = 0{,}6$, por ejemplo, es válido para cuatro paletas con $l : t \sim 0{,}8$. Si el número de paletas sube a seis y la relación $l : t$ a 1,2, puede admitirse, en virtud de los ensayos de Voith, que σ desciende a la mitad (1). Lo mismo puede decirse para elevados valores de n_s, aunque hay que hacer notar que con $n_s =$ $= 800...900$ nunca se emplea una hélice con más de cuatro paletas a causa de la sensible disminución del rendimiento. La disgregación de los filetes líquidos y la formación de vacíos se verifica junto al borde de ataque de la paleta, como se indica en la figura 190.

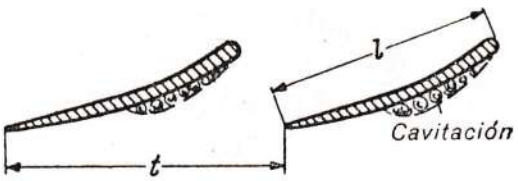


Fig. 190
Cavitación en las paletas de hélice

El valor de H_s se obtiene también de la fórmula

$$\mathbf{H_S \leqq B - \sigma \cdot H,}$$

en la que B representa la presión barométrica expresada en metros de columna de agua. Como se comprende, H_s disminuye al crecer H, así como al aumentar la celeridad de la turbina y con ella el coeficiente σ.

Si resulta, por ejemplo, $H = 10$ m y la presión atmosférica es también $B = 10$ m, se tendría para 2 m de aspiración:

$$2 \leqq 10 - \sigma \cdot 10, \quad \text{o sea} \quad \sigma \leqq 0{,}8,$$

(1) Hahn, *Z. VDI.*, 1931, pág. 1294.

y por tanto sólo podríamos emplear una turbina de celeridad moderada y paletas lo mayores posible.

Para $H = 15$ m y $B = 10$ m si escogiésemos un rodete análogo obtendríamos $H_s = 10 - 0{,}8 \cdot 15 = -2$ m, lo que exigiría la instalación de la hélice a dos metros por debajo del nivel de salida o la elección de un rodete con seis paletas y gran relación $l : t$ para que el valor de σ resulte considerablemente menor.

La casa Escher-Wyss ha montado turbinas de hélice en saltos de 50 m trabajando con 5 m de contrapresión, como ya se dijo al tratar de las figuras 98 y 162. Estas instalaciones, como todas las de gran salto, exigen sumo cuidado y sólo los ensayos con modelos pueden decidir cuál es el tipo de rodete más conveniente.

Todo lo que podríamos agregar sobre la marcha del cálculo en estas turbinas puede verse mejor con un ejemplo práctico, pero antes de exponerlo hemos de llamar expresamente la atención de que los cálculos son únicamente un medio auxiliar para obtener unos valores aprovechables como primera aproximación, debiendo luego comprobarlos con ensayos prácticos sobre modelos.

B) Cálculo de una turbina de hélice

En un salto de $\mathbf{H = 3{,}5}$ **m** y con caudal de $\mathbf{Q = 6}$ **m³/seg** se desea instalar una turbina de hélice; vamos a determinar sus dimensiones principales. El eje es desde luego vertical. La turbina ha de llevar seis paletas fijas y conseguir su mejor rendimiento para una admisión del 80 %.

a) *Potencia.* — Con un rendimiento $\eta = 0{,}85$ a plena admisión, obtendríamos:

$$\mathbf{N_e} = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{75} \cdot \eta = \frac{1000 \cdot 6 \cdot 3{,}5}{75} \cdot 0{,}85 = \mathbf{240\ caballos.}$$

b) *Tubo de aspiración.* — Con todo el caudal Q debe emplearse un 30 % de la altura del salto para determinar c_3. Por tanto:

$$c_3 \sim \sqrt{2 \cdot g \cdot 0{,}3 \cdot 3{,}5} \sim 4{,}5 \text{ m/seg}$$

y el diámetro superior del tubo de aspiración D_3 se obtiene en el supuesto de que c_3 está dirigida en el sentido axial por la fórmula

$$\frac{D_3^2 \cdot \pi}{4} = \frac{Q}{c_3} = \frac{6}{4{,}5} = 1{,}33 \text{ m}^2,$$

de donde

$$\mathbf{D_3 = 1305 \text{ mm.}}$$

Si se ensancha el tubo de aspiración de forma que su sección en el desagüe sea cuatro veces mayor, alcanzaremos una velocidad efectiva de salida $c_4 \backsim 1{,}1$ m/seg, o sea una pérdida bastante reducida.

c) *Rodete y número de revoluciones.* — El rodete debe tener un diámetro ligeramente inferior al del tubo (fig. 191) para conseguir un pequeño huelgo. Podemos adoptar

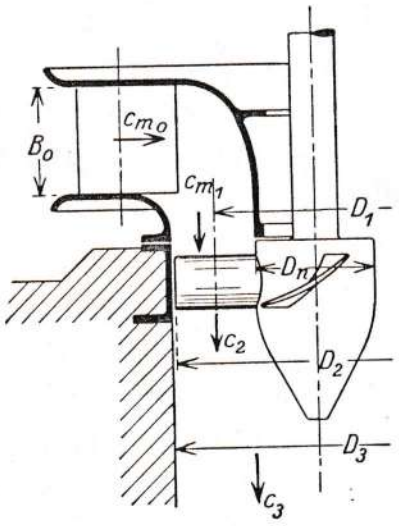


Fig. 191

$$\mathbf{D_2 = 1300 \text{ mm.}}$$

Como el cubo, ya se indicó anteriormente que se toma, aproximadamente, 0,4 del rodete, podemos considerar

$$\mathbf{D_n = 500 \text{ mm,}}$$

y entonces resulta como diámetro medio del rodete

$$\mathbf{D_1 = 900 \text{ mm.}}$$

Para este diámetro medio hay que determinar ahora el triángulo de entrada. Según la ecuación fundamental resulta aquí para $\eta_h = 0{,}88$:

$$u_1 \cdot c_{u1} = \eta_h \cdot g \cdot H = 0{,}88 \cdot 9{,}81 \cdot 3{,}5 = 30.$$

Como la superficie del rodete ya está determinada $\frac{(D_2^2 - D_n^2) \cdot \pi}{4}$ habrá que tener en cuenta la llamada componente meridiana $c_{m1} = c_1 \cdot \text{sen } \alpha_1$ y si el mejor rendi-

miento η ha de obtenerse con 80 % de la admisión podremos escribir:

$$0{,}8 \cdot Q = \frac{(D_2^2 - D_n^2) \cdot \pi}{4} \cdot c_{m1},$$

de donde

$$c_{m1} = \frac{0{,}8 \cdot 6 \cdot 4}{(1{,}3^2 - 0{,}5^2) \cdot \pi} = 4{,}2 \text{ m/seg.}$$

En este cálculo no se ha tomado en cuenta la disminución de sección por el grueso de las seis paletas, porque el número de ellas es pequeño y el espesor se reduce aguzándolas en la entrada.

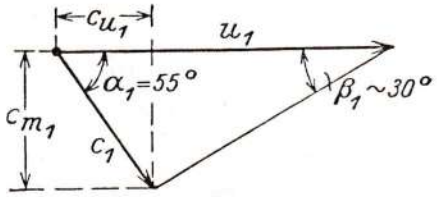


Fig. 192

Para obtener valores elevados de u_1 debe resultar pequeño en la ecuación principal el valor de $c_{u1} = c_1 \cdot \cos \alpha_1$, lo que requiere que sea grande α_1. Si escogemos, por ejemplo, $\alpha_1 = 55°$, al construir con los valores conocidos el triángulo de la figura 192, resulta:

$$c_{u1} = 2{,}9 \text{ m/seg}$$

y teniendo en cuenta que $u_1 \cdot c_{u1} = 30$, de donde $u_1 = 30 : 2{,}9 = 10{,}3$ m/seg, puede completarse el triángulo de entrada.

De él se obtiene para el centro de las paletas un ángulo de entrada

$$\beta_1 \sim \mathbf{30°}.$$

El número de revoluciones del rodete resulta finalmente

$$\mathbf{n} = \frac{60 \cdot u_1}{D_1 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 10{,}3}{0{,}9 \cdot 3{,}14} = \mathbf{220/min.}$$

Si se quiere accionar un alternador normal con una velocidad angular $n = 750$/min habría que intercalar un engranaje cilíndrico o cónico.

d) *Anchura de la rueda directriz* B_0. — Para el 80 % de admisión, o sea con las paletas directrices parcialmente abiertas, podemos suponer un diámetro interior en la corona directriz $D_0 \sim 1300$ mm. La sección libre de salida debe ser

mayor que la superficie de entrada en el rodete y tal que la componente meridiana sea $c_{m0} = 0{,}7 \div 0{,}6 \cdot c_{m1}$. Las velocidades irán aumentando en las proximidades del rodete. En nuestro ejemplo se ha tomado:

$$c_{m0} = c_0 \cdot \text{sen } \alpha_0 = 0{,}65 \cdot c_{m1} = 0{,}65 \cdot 4{,}2 \sim 2{,}7 \text{ m/seg.}$$

Si calculamos con un gasto de 0,8 Q y se considera que la disminución de sección por el espesor de las paletas directrices (que son unas doce) alcanzará al 10 %, nos resulta la fórmula:

$$0{,}8 \cdot Q = 0{,}9 \cdot D_0 \cdot \pi \cdot B_0 \cdot c_{m0}$$

y de aquí

$$B_0 = \frac{0{,}8 \cdot 6}{0{,}9 \cdot 1{,}3 \cdot \pi \cdot 2{,}7} = 0{,}48 \text{ m.}$$

Se toma, desde luego,

$$\mathbf{B_0 = 480 \text{ mm.}}$$

e) *Salida del rodete.* — Para la sección media de la figura 191 (que será una sección cilíndrica del rodete) tenemos ya

$$u_2 = u_1 = 10{,}3 \text{ m/seg} \quad \text{y también } c_{m2} = c_{m1} = 4{,}2 \text{ m/seg.}$$

Si el rodete alcanza su mejor rendimiento hay que aceptar que c_2 es perpendicular a u_2 y entonces resulta también

$$c_2 = c_{m2} = 4{,}2 \text{ m/seg.}$$

El triángulo de salida tendrá la forma de la figura 193 y el ángulo β_2 alcanza entonces unos 22°.

f) *Corte de los álabes.* — El triángulo de entrada puede dibujarse de acuerdo con lo dicho anteriormente sobre el triángulo de salida en la forma indicada con puntos en la figura 193. Se obtienen así para la sección del álabe los ángulos β_1 y β_2, con lo que puede ya dibujarse aquél de la manera como se ha efectuado en la figura 194.

Como en las turbinas que tienen un espacio interior sin álabes conviene exagerar los ángulos (pág. 85), pode-

mos dar prácticamente a los de nuestro ejemplo los valores de 35° en la entrada y 20° en la salida.

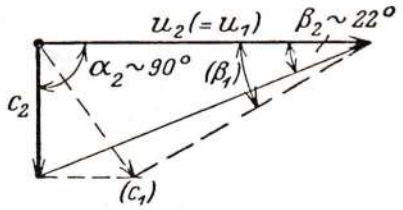


Fig. 193

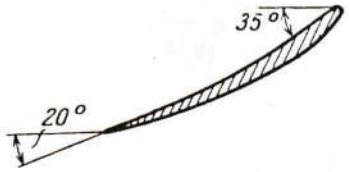


Fig. 194

De modo análogo se puede determinar cualquiera otra sección cilíndrica de los álabes, por ejemplo, la del diámetro exterior y la del interior del rodete. Para la exterior se obtiene:

$$u_{1e} = u_{2e} = u_1 \frac{D_2}{D_1} = 10{,}3 \cdot \frac{1{,}3}{0{,}9} = 14{,}9 \text{ m/seg.}$$

Admitimos que también aquí $\alpha_1 = 55°$ y entonces $c_{u1} = 2{,}9$ y $c_{m1} = 4{,}2$ como en la sección media. Al escribir ahora la forma general de la ecuación fundamental

$$u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2} = \eta_h \cdot g \cdot H = 30$$

(como en *c*), obtendremos:

$$14{,}9 \cdot (2{,}9 - c_{u2}) = 30,$$

y de aquí

$$c_{u2} = 2{,}9 - \frac{30}{14{,}9} = 0{,}85.$$

Se pueden ahora con estos valores dibujar los dos triángulos de velocidades (fig. 195) y se obtiene de ellos $\alpha_2 \sim 80°$, o sea una velocidad de salida c_2 ligeramente inclinada, cuya componente meridiana es $c_{m2} = 4{,}2$ como corresponde a la superficie de salida. De la figura 195 se deducen también los ángulos β_1 y β_2 y se puede con ellos dibujar la sección de la paleta en la forma que tomará hacia la parte exterior del rodete, lo cual se ha efectuado en la figura 196, exagerando ligeramente los ángulos como ya se advirtió. La longitud de la paleta, correspondiendo

al mayor diámetro, resulta también mayor que en la sección media.

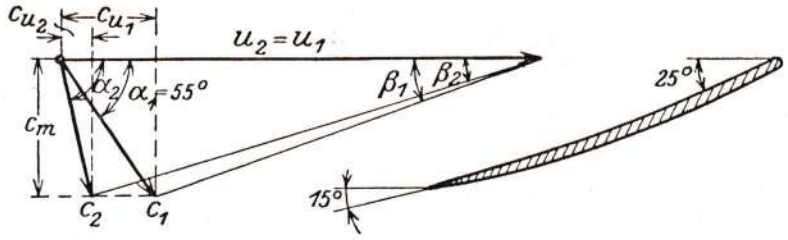


Fig. 195 Fig. 196

Junto al cubo del rodete se obtiene

$$u_{1i} = u_{2i} = u_1 \frac{D_n}{D_1} = 10{,}3 \cdot \frac{0{,}5}{0{,}9} = 5{,}7 \text{ m/seg.}$$

Con las mismas suposiciones que antes resultará ahora

$$5{,}7 \cdot (2{,}9 - c_{u2}) = 30$$

y de aquí

$$c_{u2} = 2{,}9 - \frac{30}{5{,}7} = -2{,}35.$$

Los triángulos de velocidades resultan de la forma que se indica en la figura 197 y nos dan $\alpha_2 = 115°$, obteniéndose también los valores correspondientes para β_1 y β_2 de la sección del álabe en la parte interior del rodete (fig. 198), que contrariamente a la que se obtuvo en la parte exterior nos da una longitud de paleta mucho más corta.

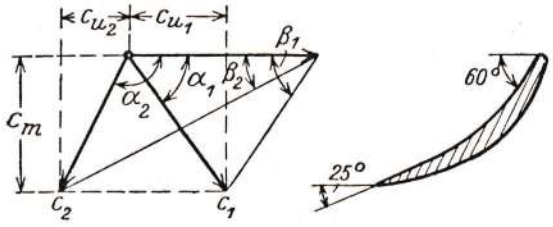


Fig. 197 Fig. 198

Las longitudes de las paletas pueden variarse algo a voluntad. Paletas largas originan más fuerte rozamiento con el agua, especialmente si la velocidad de ésta es elevada, pero en cambio determinan menores sobrepresiones y por ello resulta más disminuído el peligro de cavitación (página 184).

Las paletas cortas ocasionan menor rozamiento y mejor rendimiento por tanto, pero a causa de la mayor

corrosión sólo pueden emplearse en los saltos de poca altura.

Todas las suposiciones hechas son más o menos arbitrarias y deben comprobarse con ensayos prácticos si se quieren conseguir turbinas que alcancen mucha duración y rendimientos elevados.

CAPÍTULO V

Turbinas de chorro libre

23. Generalidades. — Construcción y regulación

Las turbinas tangenciales o ruedas Pelton son, como ya se dijo (párrafo **6**), las turbinas de chorro libre que me-

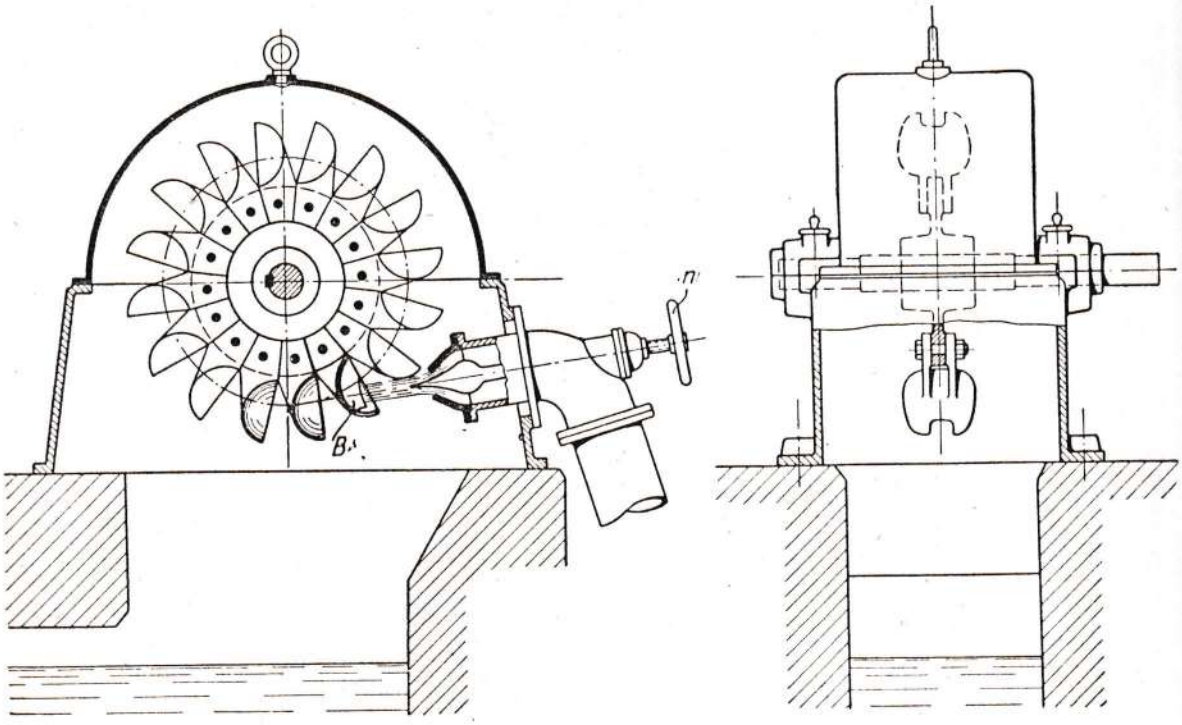


Fig. 199. — Rueda tangencial (*n* regulación a mano, *B* paleta en sección)

jor se acomodan a la utilización de saltos de agua con mucho desnivel y caudales relativamente pequeños. Se las emplea (1)

(1) En España se han empleado ya para más de 800 m y en Suiza para más de 1600.

en saltos desde 60 hasta 1500 m, consiguiendo rendimientos que alcanzan hasta el 90 %.

Una rueda tangencial con regulación a mano se representa, en su forma más característica de construcción, en la figura 199, que puede servir de modelo; correspondiendo al poco caudal, se proyectan estas máquinas con admisión parcial, constituyendo todo el aparato director una, dos, o máximo cuatro boquillas, por las cuales se envía un chorro de sección circular o rectangular contra las paletas. La

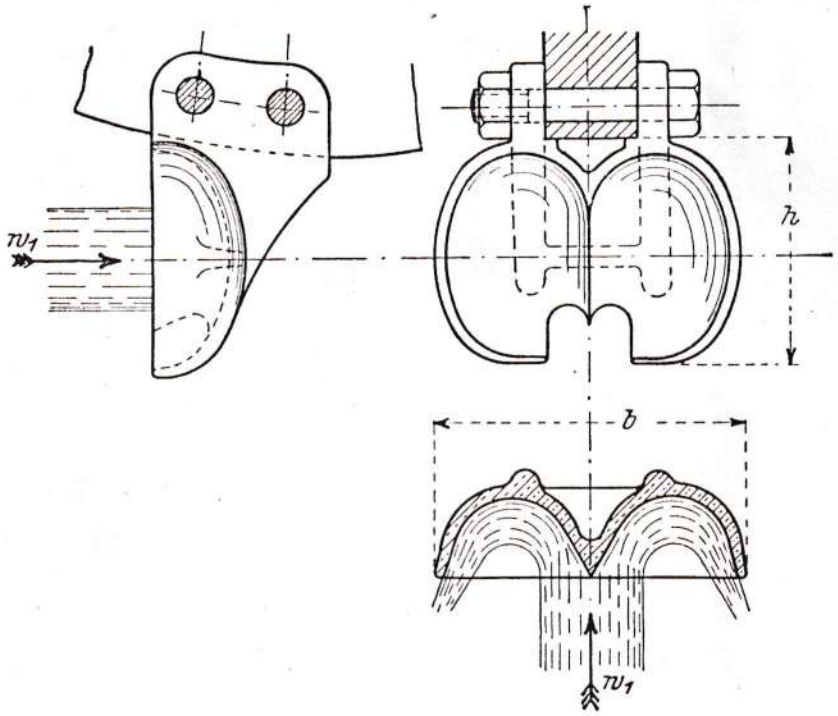


Fig. 200. — Paletas de rueda Pelton para vena de sección circular

dirección del chorro no es realmente axial ni radial, sino que es casi tangencial, y de aquí la propiedad del nombre de *ruedas tangenciales* con que ya se las designa, en lugar del nombre, antes muy general, de ruedas Pelton (en honor de su inventor, el americano Pelton).

El elemento constructivo más importante de las ruedas tangenciales es la paleta en forma de doble cuchara, representada en las figuras 200 y 201; en cierto modo es como una doble paleta de una turbina de acción, que recibe el chorro exactamente en la arista media, donde se divide en dos, circulando por la cavidad de la paleta en filetes de pequeña sección que recorren cada uno un arco casi de 180°,

contrarrestando mutuamente los empujes axiales por cambio de dirección de los dos chorros.

El recorte dado a las paletas y que se ve bien claro en las figuras, tiene por objeto permitir la colocación de las boquillas muy próximas a las primeras y que el chorro alcance a las paletas en la dirección más conveniente.

En las pequeñas ruedas se funden las paletas en una pieza con ellas, pero en general son independientes y se sujetan por medio de tornillos al cuerpo de la rueda. Como se ve en la figura 199, la instalación de una rueda tangencial con una envoltura que puede desmontarse es muy sencilla y resulta accesible, y lo mismo puede decirse de los cojinetes y las boquillas.

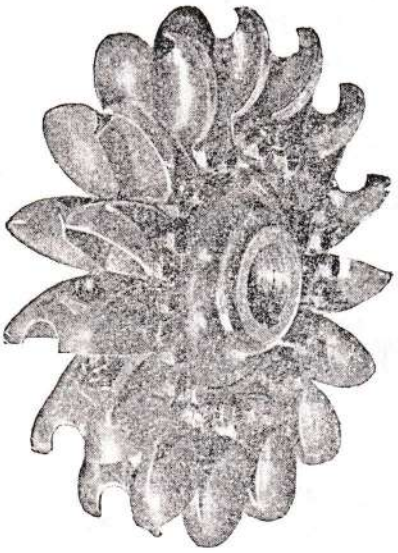


Fig. 201. — Rodete de turbina tangencial, con paletas para chorro de sección circular; construcción de la casa Breuer (Hoechst a. M.)

El agua, después que sale de la paleta, cae enteramente libre cierta altura pasando al canal inferior.

En la figura 201 se representa una rueda tangencial con cucharas atornilladas, según una disposición de la casa Breuer, de Hoechst a. M., viéndose en la figura 202 el aspecto total con los cojinetes y envoltura, así como la tubería de llegada para la boquilla y el volante de regulación a mano.

La variación de la cantidad de agua para regulación de la potencia se consigue actualmente casi sin excepción por medio de una aguja o punzón de forma especial (párrafo **24**), con cuyo accionamiento se puede estrangular la sección de la boquilla. Cuando se regula a mano y también con regulación automática cuando las tuberías de acceso son cortas, es suficiente instalar el punzón antes citado, toda vez que no son de temer fuertes sobrepresiones al cerrarse el paso del agua, ni golpes de ariete en la tubería.

La manera como se tienen en cuenta las eventuales variaciones de presión en las tuberías largas, se aclarará con los siguientes ejemplos de instalaciones que se repre-

CAPÍTULO V

Turbinas de chorro libre

23. Generalidades. — Construcción y regulación

Las turbinas tangenciales o ruedas Pelton son, como ya se dijo (párrafo **6**), las turbinas de chorro libre que mejor se acomodan a la utilización de saltos de agua con mucho desnivel y caudales relativamente pequeños. Se las emplea (1)

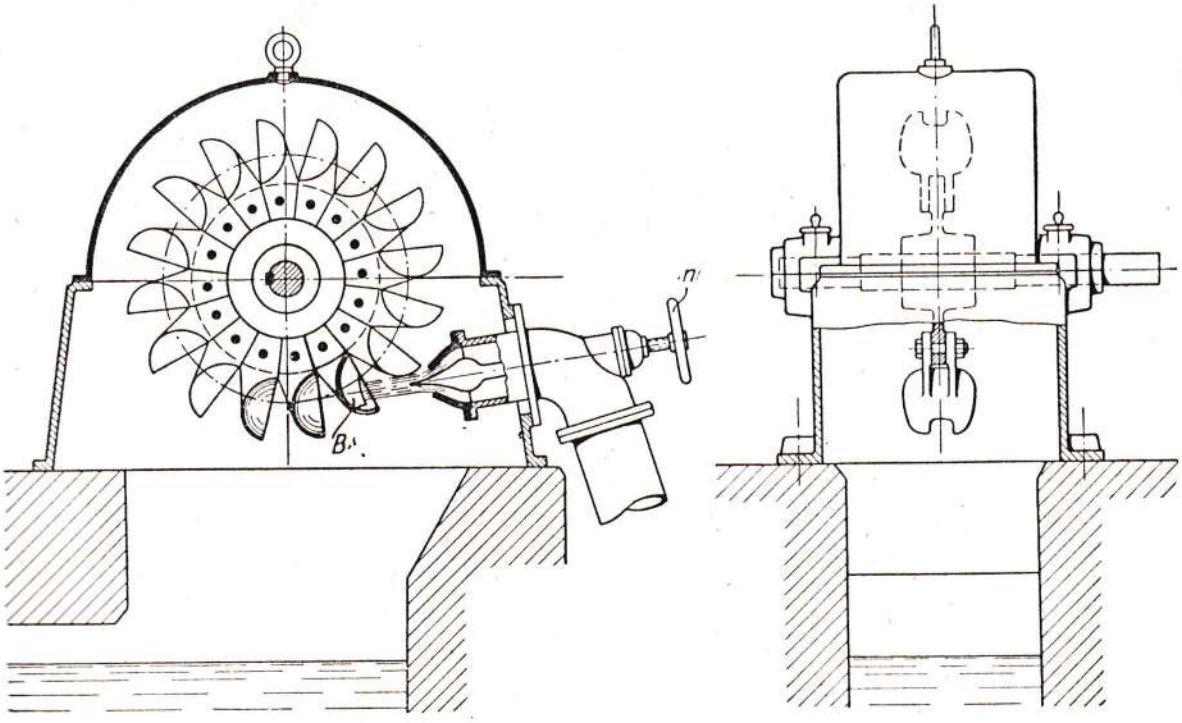


Fig. 199. — Rueda tangencial (*n* regulación a mano, *B* paleta en sección)

(1) En España se han empleado ya para más de 800 m y en Suiza para más de 1600.

en saltos desde 60 hasta 1500 m, consiguiendo rendimientos que alcanzan hasta el 90 %.

Una rueda tangencial con regulación a mano se representa, en su forma más característica de construcción, en la figura 199, que puede servir de modelo; correspondiendo al poco caudal, se proyectan estas máquinas con admisión parcial, constituyendo todo el aparato director una, dos, o máximo cuatro boquillas, por las cuales se envía un chorro de sección circular o rectangular contra las paletas. La

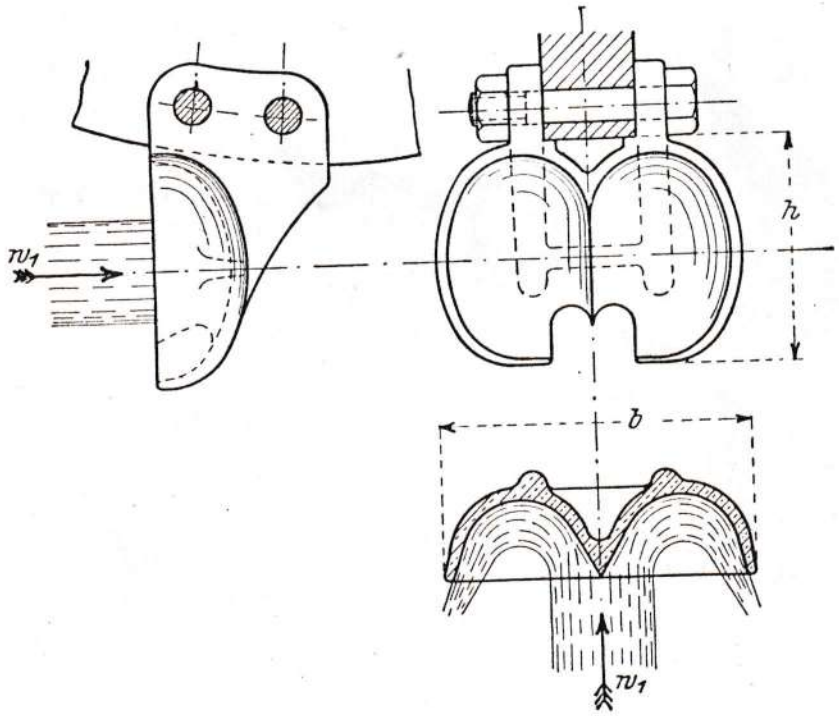


Fig. 200. — Paletas de rueda Pelton para vena de sección circular

dirección del chorro no es realmente axial ni radial, sino que es casi tangencial, y de aquí la propiedad del nombre de *ruedas tangenciales* con que ya se las designa, en lugar del nombre, antes muy general, de ruedas Pelton (en honor de su inventor, el americano Pelton).

El elemento constructivo más importante de las ruedas tangenciales es la paleta en forma de doble cuchara, representada en las figuras 200 y 201; en cierto modo es como una doble paleta de una turbina de acción, que recibe el chorro exactamente en la arista media, donde se divide en dos, circulando por la cavidad de la paleta en filetes de pequeña sección que recorren cada uno un arco casi de 180°,

contrarrestando mutuamente los empujes axiales por cambio de dirección de los dos chorros.

El recorte dado a las paletas y que se ve bien claro en las figuras, tiene por objeto permitir la colocación de las boquillas muy próximas a las primeras y que el chorro alcance a las paletas en la dirección más conveniente.

En las pequeñas ruedas se funden las paletas en una pieza con ellas, pero en general son independientes y se sujetan por medio de tornillos al cuerpo de la rueda. Como se ve en la figura 199, la instalación de una rueda tangencial con una envoltura que puede desmontarse es muy sencilla y resulta accesible, y lo mismo puede decirse de los cojinetes y las boquillas.

Fig. 201. — Rodete de turbina tangencial, con paletas para chorro de sección circular; construcción de la casa Breuer (Hoechst a. M.)

El agua, después que sale de la paleta, cae enteramente libre cierta altura pasando al canal inferior.

En la figura 201 se representa una rueda tangencial con cucharas atornilladas, según una disposición de la casa Breuer, de Hoechst a. M., viéndose en la figura 202 el aspecto total con los cojinetes y envoltura, así como la tubería de llegada para la boquilla y el volante de regulación a mano.

La variación de la cantidad de agua para regulación de la potencia se consigue actualmente casi sin excepción por medio de una aguja o punzón de forma especial (párrafo **24**), con cuyo accionamiento se puede estrangular la sección de la boquilla. Cuando se regula a mano y también con regulación automática cuando las tuberías de acceso son cortas, es suficiente instalar el punzón antes citado, toda vez que no son de temer fuertes sobrepresiones al cerrarse el paso del agua, ni golpes de ariete en la tubería.

La manera como se tienen en cuenta las eventuales variaciones de presión en las tuberías largas, se aclarará con los siguientes ejemplos de instalaciones que se repre-

sentan en las figuras. Para accionar los registros o mecanismos de regulación, que requieren en general fuerzas de alguna consideración, se utilizan también los reguladores de acción indirecta, descritos ya en las turbinas Francis y denominados de «servomotor» (párrafo **16**, C).

Las figuras 203 y 204 representan una instalación efectuada por la casa J. M. Voith, de Heidenheim, con una doble rueda tangencial que produce (1) 13350 caballos

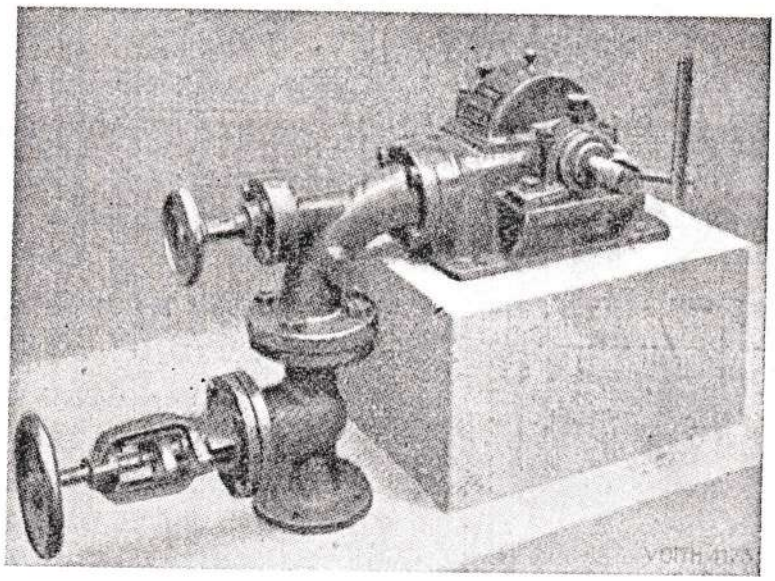
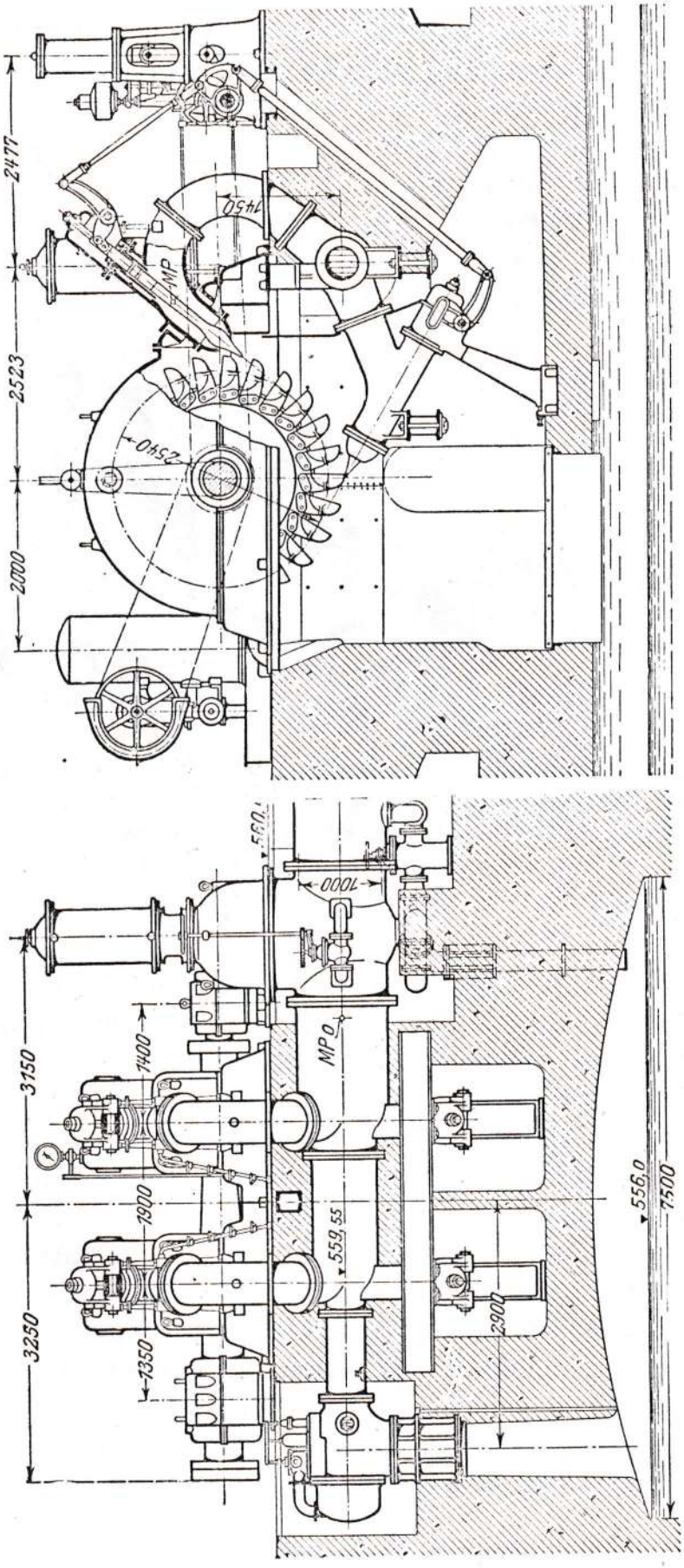


Fig. 202. — Conjunto de una rueda Pelton

con $H = 276$ m. Las paletas tienen la forma elíptica indicada, son de acero fundido y pesan 97 Kg cada una; se sujetan al rodete por medio de dos orejas y dos robustos pernos. Cada rueda recibe el chorro que envían dos boquillas, colocadas casi en ángulo recto una respecto a otra y con la ya citada regulación de punzones. Para evitar las variaciones de presión en la tubería, caso de estrangulación del chorro por funcionamiento súbito de la regulación, existe al final de la tubería una válvula de escape libre, que es accionada por el regulador simultáneamente con los punzones, correspondiendo al cierre de éstos la abertura de aquélla.

Dicha válvula cierra lentamente al cabo de cierto tiempo, gracias a una disposición especial, evitando de este

(1) Véase artículo de REICHEL, *Z. VDI.*, 1914, pág. 1535.

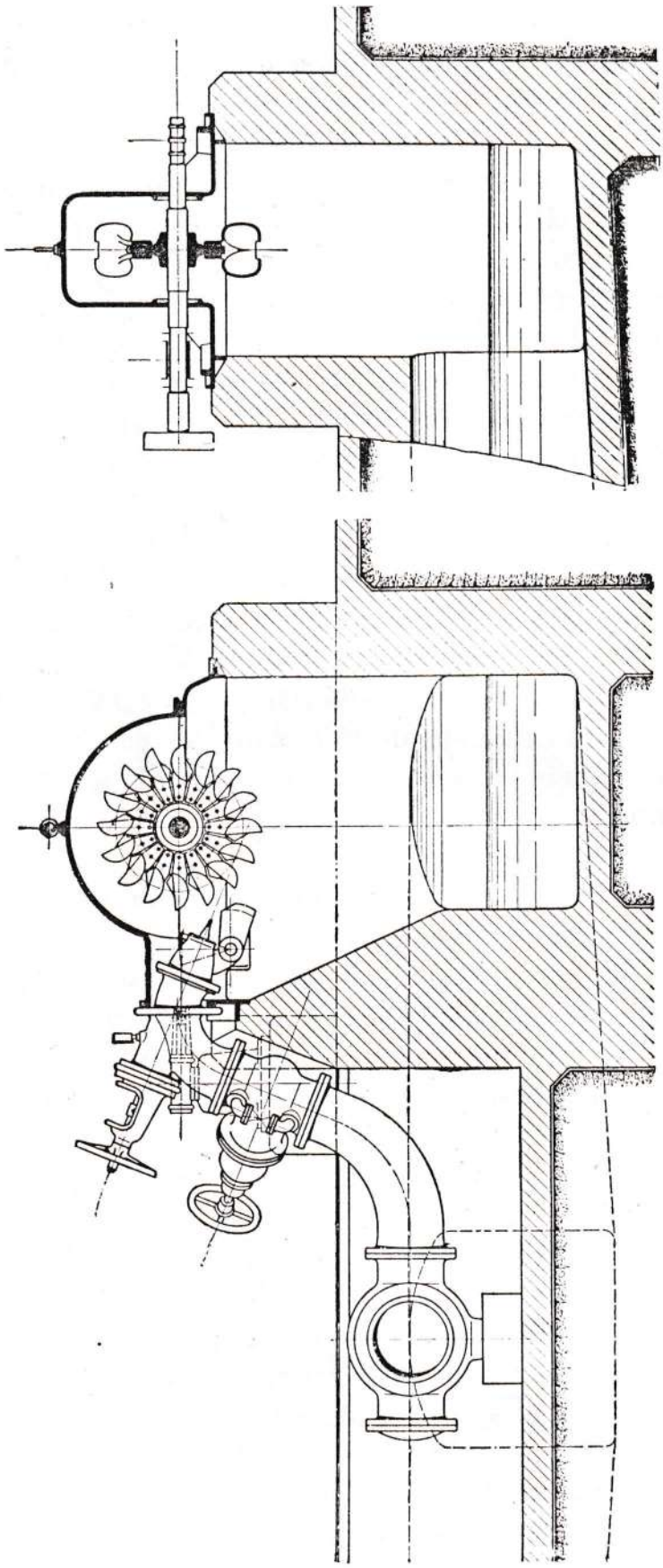


Figs. 203 y 204. — Instalación de rueda tangencial doble de 13 350 caballos; salto H de 276 m; $n = 250$ vueltas por minuto

modo la pérdida continua de agua, caso de que los punzones permanezcan en la posición a que fueron llevados. En el extremo izquierdo de la figura 203 se puede ver la válvula de escape con el tubo de descarga al canal, al paso que a la derecha se ve la gran válvula o registro de entrada con su paso auxiliar *(by-pass)*, que permite equilibrar las presiones delante y detrás de esta compuerta.

Las figuras 205 y 206 representan una pequeña turbina de la misma clase en una nueva disposición, de la casa Briegleb, Hansen y Compañía, de Gotha, con una sola boquilla y regulación por punzón que se efectúa a mano; tiene además otra regulación por desviación del chorro, que consiste en una superficie metálica que se introduce en medio del chorro y lo divide, desviando una parte del agua mayor o menor que en vez de dirigirse contra las paletas sale lateralmente sin producir efecto útil. El desviador del chorro es accionado por un regulador automático y evita aumentos de presión en la tubería, ya que el caudal que pasa por ésta continúa siendo el mismo. Unicamente cuando el desviador funciona con cierta permanencia deberá accionarse a mano el punzón a fin de no derrochar inútilmente el agua.

En las instalaciones importantes se hacen naturalmente las dos regulaciones automáticas, para lo cual se emplean reguladores dobles especiales o se utiliza una disposición que representa esquemáticamente la figura 207 y que permite el empleo de un solo regulador. Si suponemos, por ejemplo, que la turbina ha sido bruscamente descargada, el regulador levantará la válvula *st*, con lo cual el aceite a presión entrará en el cilindro grande y hará bajar el émbolo *k*, con lo que la palanca *h* bajará girando alrededor de su punto fijo y el desviador *a* cortará el chorro desviando una parte del agua. El punzón que estaba retenido por la palanca *h* no avanza ahora solidariamente con dicha palanca debido a la hendidura *s*, sino que es empujado lentamente por el agua a presión que pasa por un orificio estrecho señalado en la figura y que obra sobre el émbolo *v*. El punzón, en su avance, llega a encontrarse de nuevo con el tope de la hendidura, siendo mantenido entonces por la palanca *h*, que le impide seguir cerrando. Si, por el con-



Figs. 205 y 206. — Rueda tangencial o Pelton de pequeñas dimensiones, con una sola boquilla y regulación por punzón o aguja; construcción de Briegleb, Hansen y Compañía, de Gotha

trario, sobreviene una carga brusca, el émbolo *k* funciona en sentido contrario y tira rápidamente el punzón hacia atrás (lo que sucede con facilidad gracias a una válvula que tiene el émbolo *v* que da salida rápida al agua que hay encima de él) llevando de un modo simultáneo el desviador del chorro a su primitiva posición. En los reguladores bien construídos, los movimientos están determinados con tal

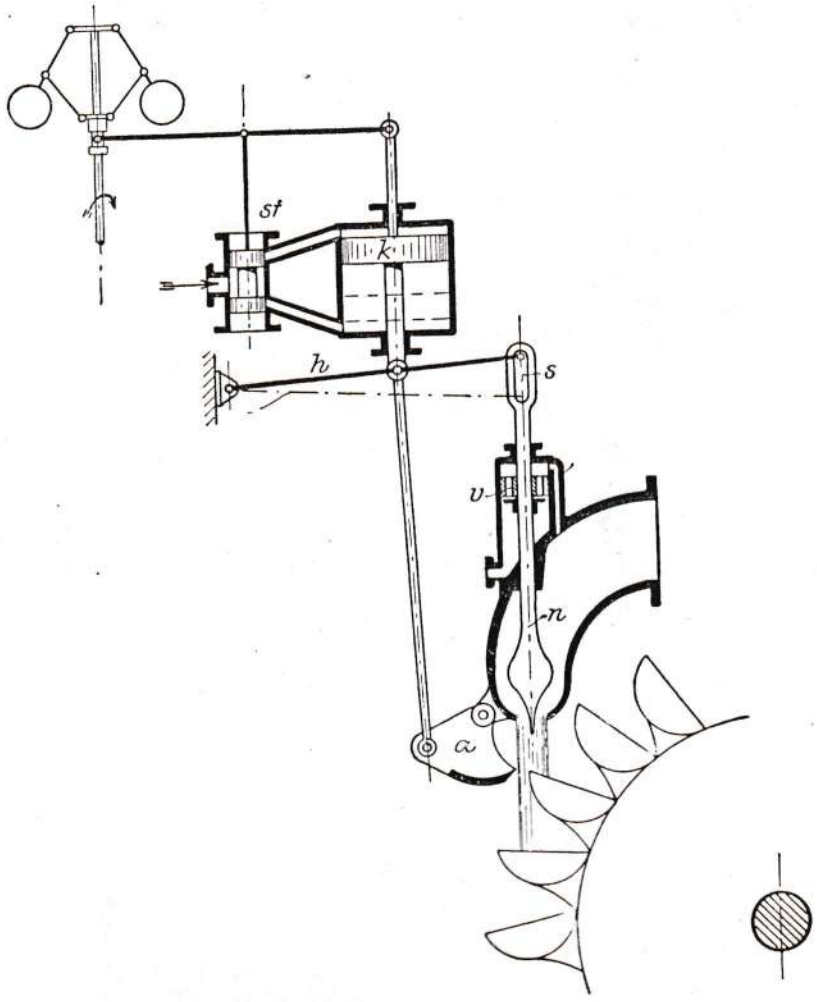


Fig. 207. — Esquema de doble regulación automática, punzón y desviador, de una turbina Pelton de gran potencia

precisión, que el desviador permanece en todas las posiciones casi rozando el chorro. La nueva posición de equilibrio se consigue, como ya se indicó en **16**, C, por la vuelta de la válvula reguladora *st* a su posición inicial.

Esta doble regulación por punzón y desviador del chorro se hace actualmente por muchos constructores, representando la figura 208 una turbina de chorro libre de

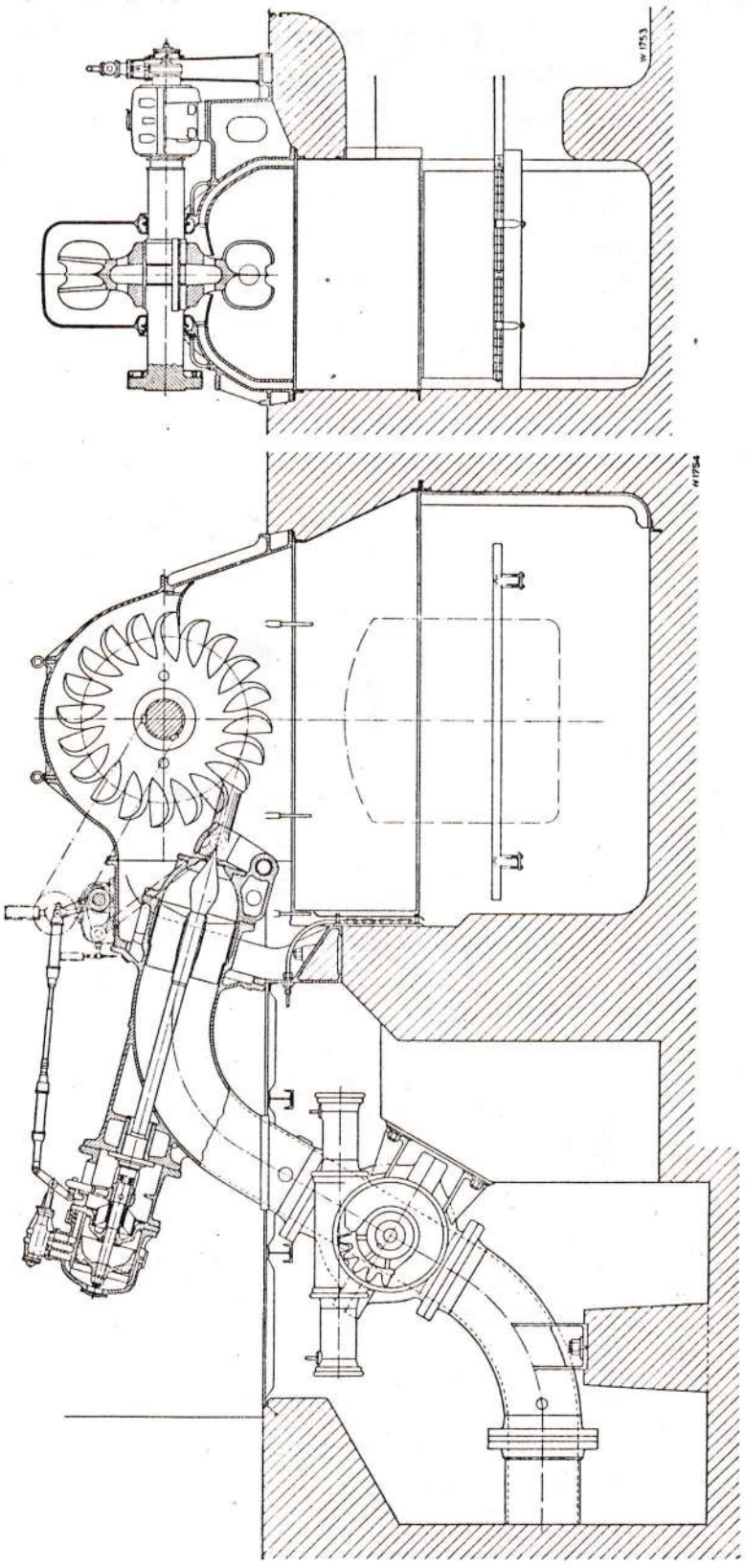
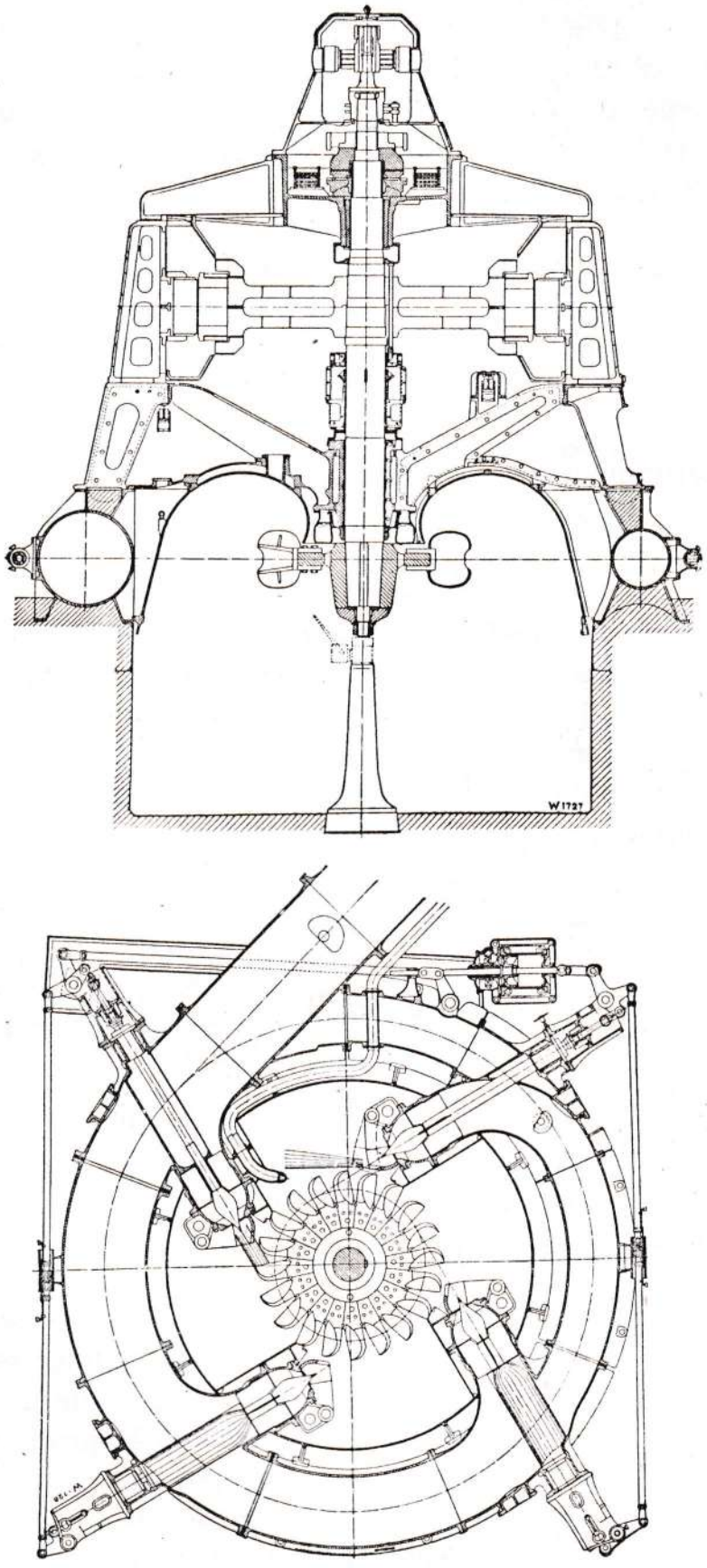


Fig. 208. — Turbina de chorro libre de 7500 caballos ($H = 420$ m)



Figs. 209 y 210. — Turbina vertical de chorro libre de 18 600 caballos

la casa Escher-Wyss y Compañía, de Zurich, que para un salto $H = 420$ m da con una sola boquilla una potencia $N = 7500$ caballos, con la doble regulación automática que acabamos de describir. El chorro tiene 160 mm de diámetro, y la rueda, que es de acero fundido, 1300.

Las paletas forman una pieza con la rueda. En las pruebas de recepción se obtuvieron rendimientos que excedían de 87 %. Como la rueda presenta una velocidad angular de 600 revoluciones por minuto, resulta en este caso un número específico de revoluciones relativamente alto, de

$$n_s = n_I \cdot \sqrt{N_I} \backsim 28.$$

Modernamente se ha introducido en turbinas de gran potencia la disposición de eje vertical como se representa en las figuras 209 y 210.

La instalación, de la misma casa constructora citada, desarrolla $N = 18\,600$ caballos con $H = 204$ m y $n = 250$/min. Como indica la sección horizontal, la rueda lleva cuatro boquillas, dispuestas simétricamente, que atacan en una tubería en forma de anillo que sirve al mismo tiempo de base o zócalo para el apoyo del generador, obteniéndose una construcción muy sencilla, accesible y fácil de revisar y que al mismo tiempo ocupa poco espacio. Los cuatro punzones son accionados por un servomotor, visible en el dibujo; el desviador del chorro funciona con un segundo servomotor instalado sobre un zócalo especial al lado del generador.

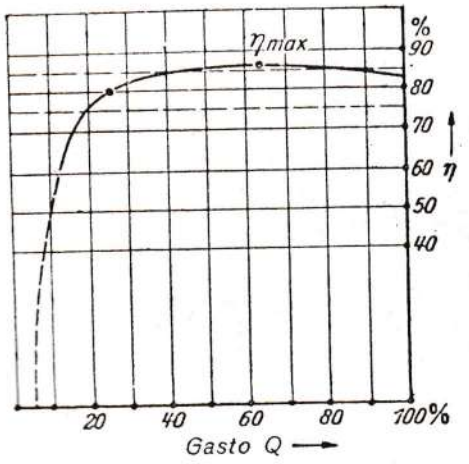


Fig. 211

Con los ejemplos citados queda bien indicado que la disposición de las ruedas tangenciales es en sí muy sencilla y clara, ocupando un espacio muy reducido, lo que no obsta para que se obtengan con ellas potencias de gran importancia. Con ellas se ha conseguido últimamente aprovechar saltos de hasta 1500 m y se han alcanzado también potencias de hasta 30 000 caballos con una turbina.

La *curva de rendimientos* de las ruedas tangenciales tiene una forma muy favorable, como puede verse en la figura 211. El valor máximo de η, que nunca es inferior a 0,85 y pasa de 0,90 en las ruedas grandes, se mantiene casi invariable en una extensa zona del grado de admisión. Es preciso que éste descienda al 15 % del consumo normal de agua para que se note un descenso rápido en la curva de η.

24. Cálculos y datos prácticos de construcción

De las consideraciones del párrafo **8** se obtuvo la ecuación fundamental para toda clase de turbinas:

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

Pero también se indicó (párrafo **5**) que el agua sale libremente de los canales directores en las turbinas de chorro, por lo cual se cumple también la ecuación: $\frac{c_1^2}{2g} = H_d$, así es que considerando un coeficiente φ que tenga en cuenta los rozamientos, etc.:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2 g H_d}.$$

Al revés, pues, de lo que ocurría en las turbinas de reacción, resulta fijamente determinada la velocidad absoluta con que sale el agua de los álabes directores o de las boquillas, lo cual deberemos tener en cuenta junto con la ecuación fundamental.

Aceptando un coeficiente para la salida del agua

$$\varphi = 0{,}96 \div 0{,}98$$

puede, pues, calcularse c_1 y con esta velocidad se puede a su vez determinar la sección de las boquillas para un caudal de agua conocido Q. Caso de que la sección resulte excesiva para una boquilla, se distribuye en dos o cuatro como máximo, pudiendo en último término disponer diferentes ruedas unas al lado de otras, caladas sobre el mismo eje. Como diámetro máximo de chorro se ha llegado hasta

200 mm, pero esto exige paletas muy grandes. Tomando las dos ecuaciones fundamentales

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H \quad \text{y} \quad c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2\, g\, H_d}$$

y observando que la segunda podemos expresarla también con suficiente aproximación, en esta otra forma $c_1^2 = 2\eta_h\, g\, H$, pues en η_h se incluyen todas las pérdidas, incluso la pérdida de salto por la suspensión libre de la turbina sobre el desagüe, podemos también escribir:

$$2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_1^2,$$

o bien

$$u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \frac{c_1}{2},$$

con lo cual obtenemos una tercera ecuación para esta clase de turbinas.

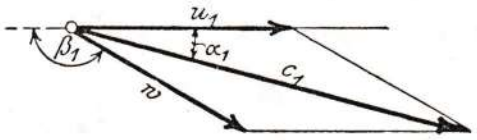


Fig. 212

En general, se obtendría un rombo al construir el paralelogramo de velocidades (figura 212).

En las ruedas tangenciales el ángulo $\alpha_1 \backsim 0$, como se ve claramente en la figura 213, o sea que c_1 y u_1 caen en la misma dirección y por tanto

$$\mathbf{u_1 = \frac{c_1}{2} = \frac{\varphi \cdot \sqrt{2g \cdot H_d}}{2}} \quad (1).$$

Al entrar el chorro en la rueda se tiene

$$w = c_1 - u_1,$$

de modo que también la velocidad relativa en las paletas vale $w = \frac{c_1}{2}$.

Como no existe fuerza de aceleración, puede considerarse w como constante.

(1) Admitiendo $H_d \backsimeq H$ y $\varphi = 0{,}95$ resulta en la práctica $u_1 = 2{,}1 \sqrt{H}$ como ¡valor fijo!

También puede decirse que u tiene un valor sensiblemente igual a la entrada y a la salida, dada la forma de la paleta (fig. 213), y por tanto no es preciso hacer distinción entre u_1 y u_2.

A la salida del chorro tenemos un paralelogramo de velocidades, en el cual son conocidos en dirección y magnitud tanto u como w, que es aproximadamente igual a u_1, determinando la velocidad de salida c_2 por la elección del ángulo β_2, el cual se escoge muy pequeño (unos $4^o \div 8^o$) ya que, con la pequeña cantidad de agua que relativamente se acepta en estas turbinas, no es necesario que c_2 sea grande, y de otra parte la pérdida por la energía cinética que el agua lleva consigo al salir sería tanto mayor cuanto más grande fuese c_2.

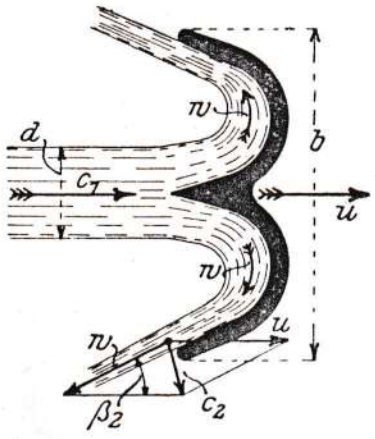


Fig. 213. — Descomposición de velocidades en las paletas de una rueda Pelton.

La *forma de las paletas* se deduce, finalmente, por motivos de orden constructivo y de acuerdo con algunos datos de experiencia, teniendo a la vista los ángulos que resultan de la figura 213. La cazoleta tiene en las modernas paletas forma de elipsoide, como ya se indicó en la figura 200. Una construcción razonada de las paletas, como la deducida para las turbinas Francis, no se aplica en esta clase de ruedas, pues es suficiente obtener una superficie de curvatura continuada casi constante. Para conseguir en los talleres una construcción lo más exacta posible, se proyectan también modelos y se hacen patrones de paletas.

La arista que separa las dos cucharas de la misma paleta puede quedar al ras de los bordes de estas últimas, como en la figura 200, o se queda a veces algo hacia adentro, como se puede ver en la figura 217.

Las medidas de las palas se adoptan en función del diámetro d del chorro. Los detenidos experimentos (1) de *Reichel* y *Wagenbach* han demostrado no ser recomendable disponer paletas demasiado pequeñas, y que los valores

(1) *Z. VDI.*, 1913, pág. 441, y también 1918, pág. 822.

más favorables que podemos considerar actualmente son:

anchura de la cazoleta	$b \backsim 3{,}75 \cdot d \left(\backsim 2 \cdot \sqrt{Q_I} \right)$
altura de la cazoleta	$h \backsim 3{,}50 \cdot d \left(\backsim 1{,}9 \cdot \sqrt{Q_I} \right)$
profundidad de la cazoleta	$t \backsim 1{,}50 \cdot d \left(\backsim 0{,}8 \cdot \sqrt{Q_I} \right)$

Q_I representa aquí el caudal referido a $H = 1$ m (párrafo **10**) y es aquel caudal con el cual se obtiene precisamente el rendimiento más favorable. Como caudal máximo admisible podría permitirse, según los experimentos llevados a cabo, $Q_{máx} = 2\,Q_I$, y entonces resulta en consecuencia un diámetro d de chorro también mayor, reduciéndose en cambio el rendimiento de modo apreciable, en algunas unidades por ciento.

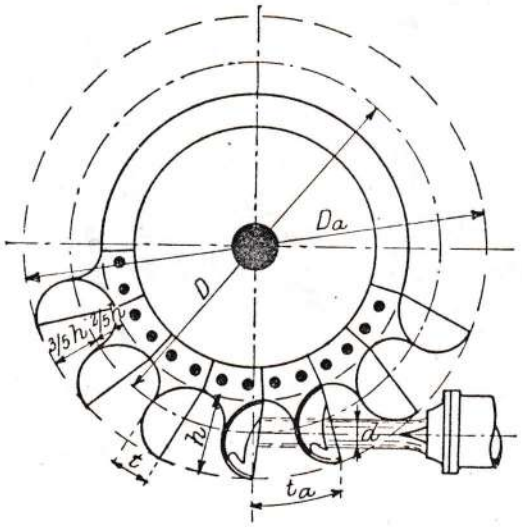


Fig. 214. — Posición relativa de las paletas en las ruedas tangenciales

Para la *colocación de las paletas sobre el rodete*, así como para la situación de las boquillas, podemos indicar lo siguiente: las paletas no se colocan exactamente en sentido radial, sino en forma tal que el chorro al alcanzar de lleno una paleta se halle perpendicular a la arista de la misma, del modo que indican las figuras 214 y las anteriores. La paleta queda separada de la boquilla por el espacio de una división. La boquilla debe colocarse todo lo próxima a las paletas que permita la construcción. El chorro debe atacar a la paleta lo más cerca posible de la corona del rodete, para que las pérdidas de salida resulten lo más pequeñas que se pueda, y para ello se hace que la circunferencia tangente al eje del chorro corte a las paletas a los $^2/_5$ de la altura h de la paleta medidos desde el interior como representa la figura 214. El diámetro D es el de la rueda para los efectos del cálculo. La división t_a se obtiene de la siguiente manera: en primer término se ha demostrado que resulta favorable un gran número de paletas y por tanto

un valor pequeño de t_a, pero esto tiene su límite en la manera de sujetar las paletas al rodete, que es un asunto de la mayor importancia en estas turbinas. Por otra parte, no se pondrán las paletas tan separadas que permitan que se pierda el agua, y por tanto cuando el chorro abandona a una debe encontrarse con otra, lo cual debe examinarse y comprobarse al proyectar, procediendo en la forma que indica la figura 215. Para que el filete líquido extremo que no es recogido por la paleta A_1 sea utilizado, debe alcanzar a la paleta anterior A_2, separada de la A_1 por el paso t, y para ello en el caso más desfavorable puede encontrarla en el punto B: para suceder esto, lo que correspondería a un valor máximo de t, el chorro que lleva la velocidad c_1 necesita recorrer el espacio A_1B, mientras que la paleta A_2 que se mueve con velocidad periférica u_a debe recorrer el arco A_2B. Así, pues, en el caso límite de que el chorro venga a encontrar a la paleta en el punto B, el tiempo empleado en recorrer dichos espacios será el mismo, resultando:

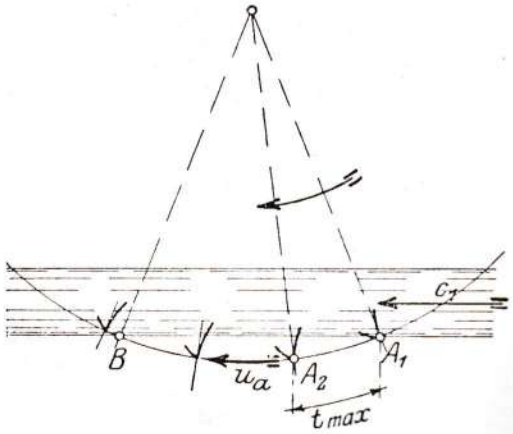


Fig. 215.—Determinación gráfica del paso máximo de las paletas en las ruedas tangenciales

$$\frac{\overline{A_1B}}{c_1} = \frac{\widehat{A_2B}}{u_a}$$

y en la construcción de las ruedas habrá que escoger t_a atendiendo a esta circunstancia de modo que en lo posible:

$$\frac{\overline{A_1B}}{c_1} < \frac{\widehat{A_2B}}{u_a}$$

lo que debe ser comprobado.

Las paletas en los modelos pequeños se construyen de bronce o de hierro fundido, pero en las ruedas más potentes se hacen de acero fundido; siempre en lo posible deben alisarse y aun pulirse las superficies o caras internas de la

paleta. En cuanto a la sujeción debe estudiarse muy cuidadosamente en atención a las enormes fuerzas y grandes velocidades tangenciales que entran en juego (párrafo **25**).

La boquilla y el punzón regulador se proyectan atendiendo a los siguientes puntos de vista: la forma del punzón debe ser tal que permita una aceleración uniforme en la dirección del chorro, por lo cual y como indica la figura 216,

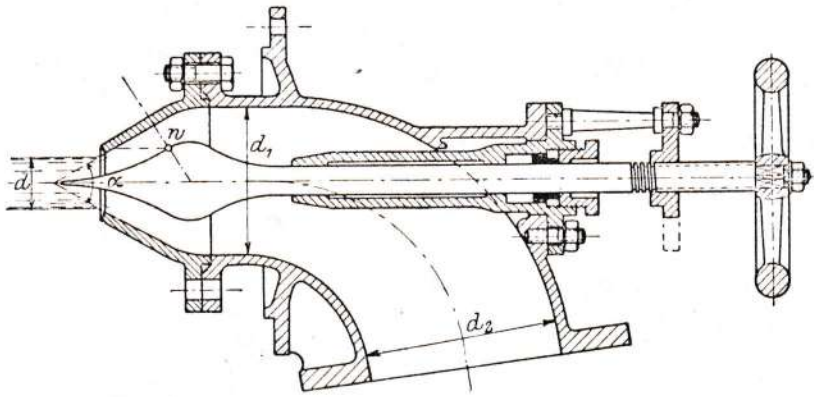


Fig. 216. — Boquilla de una rueda tangencial y determinación de la forma de la aguja o punzón

el punto de inflexión w en el perfil del punzón debe caer fuera de la prolongación hacia adentro del chorro d, ya que en caso contrario al avanzar el punzón se presentaría un ensanchamiento en la sección, perjudicial por cuanto el chorro se divide y provoca fuertes corrosiones. En el interior de la boquilla es conveniente una gran aceleración y por esto se toma el diámetro interior de la misma $d_1 = 2{,}5 \div 3\ d$, y además el ángulo $\alpha = 60 \div 80°$, siendo de notar que aun cuando el punzón retroceda por completo, siempre disminuye en algo la sección de la boquilla. Los casquillos exteriores son fácilmente recambiables y se hacen de bronce y también de acero fundido cuando las dimensiones son mayores. Para evitar el desperdigamiento del chorro se recomienda un acabado muy cuidadoso de las boquillas, obteniendo entonces un elevado rendimiento. El tubo acodado se va ensanchando hasta alcanzar el diámetro d_2 de la tubería de llegada y suele tener la forma que indica la figura 216, en la que se representa un punzón accionado por volante de mano con su tornillo.

25. Ejemplo numérico

Supongamos que se trate de aprovechar un caudal $\mathbf{Q} = 0{,}15$ m³ = **150 litros por segundo** con un salto de $\mathbf{H} = \mathbf{120}$ **m.** En atención a la cantidad relativamente pequeña de agua, se empleará para este caso una rueda tangencial cuyos principales elementos se calcularán del modo siguiente:

a) *Potencia de la turbina.* — Aceptando un rendimiento de 0,75 se tendría $N_e = 10 \cdot Q \cdot H = 180$ caballos, pero si calculamos con un rendimiento de 0,85, que en condiciones normales es muy corriente, resultará:

$$\mathbf{N_e} = 180\,\frac{0{,}85}{0{,}75} \backsim \mathbf{200\ caballos.}$$

b) *Boquilla.* — La velocidad absoluta con que sale el agua de la boquilla será, según lo indicado en el párrafo **24**:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2\,g \cdot H_d},$$

y tomando para $\varphi = 0{,}97$ y teniendo en cuenta que la pérdida por la suspensión libre de la rueda es muy pequeña, en comparación con la altura total de 120 m, y que por tanto $H_d \backsim 120$ m, resulta:

$$c_1 = 0{,}97 \cdot \sqrt{2\,g \cdot 120} = 47 \text{ m/seg.}$$

La sección de salida deberá ser, pues:

$$s = \frac{0{,}150}{47} = 0{,}0032 \text{ m}^2 = 32 \text{ cm}^2.$$

Suponiendo, como generalmente sucede, que se adopta un chorro cilíndrico, resultará de la fórmula $\frac{\pi d^2}{4} = 32$ cm² el diámetro del chorro de la boquilla:

$$\mathbf{d = 64\ mm.}$$

c) *Diámetro D del rodete y número de revoluciones.* — El diámetro del rodete se puede adoptar algo arbitraria-

mente, siempre dentro de los límites de una disposición que resulte constructiva, si bien otras veces queda determinado por el número de revoluciones que se desee. En todo caso, fijado el diámetro, queda determinada la velocidad angular y viceversa. En nuestro ejemplo, supondremos que hemos escogido **D = 800 mm,** siendo éste el diámetro de la circunferencia tangente al eje del chorro (fig. 214).

Según lo expresado en el párrafo **24,** se tiene $u = \frac{c_1}{2} =$ $= 23{,}5$ m/seg, y por lo tanto en nuestro caso

$$\mathbf{n = \frac{60 \cdot 23{,}5}{\pi \cdot 0{,}8} = 500 \text{ vueltas por minuto.}}$$

d) *Medidas de las paletas y número de las mismas.* — Pondremos directamente, según se indicó en el párrafo **24:**

$$b = 3{,}75 \cdot d = 3{,}75 \cdot 64 \backsim 240 \text{ mm}$$
$$h = 3{,}50 \cdot d = 3{,}50 \cdot 64 \backsim 220 \text{ »}$$
$$t = 1{,}50 \cdot d = 1{,}50 \cdot 64 \backsim 96 \text{ »}$$

Según la figura 214, deben disponerse las paletas en forma tal, que D corte a las mismas a los $^2/_5$ de la altura de las paletas medidos desde la corona interior del rodete, o a los $^3/_5$ medidos desde el borde exterior. Así resultará el diámetro exterior de la rueda, incluyendo las paletas:

$$\mathbf{D_a} = D + 2 \cdot \frac{3}{5} \cdot h = 800 + 264 = \mathbf{1064 \text{ mm}}$$

Escojamos ahora un paso o división exterior de $t_a \backsim h$, lo que corresponde aproximadamente a los tipos normales, y entonces tendremos el número de paletas:

$$z = \frac{\pi \cdot D_a}{t_a} = \frac{\pi \cdot 1064}{220} = 15{,}2.$$

Escogeremos, pues, para dividir la rueda del modo más conveniente

$$\mathbf{z = 16 \text{ paletas,}}$$

debiendo ahora comprobar si el agua puede escaparse de una paleta a otra sin ser utilizada, en la forma que ya se

indicó detalladamente en la figura 215. Resulta, efectuando a escala el dibujo y estudiando las relaciones que se establecieron entonces, que el número de paletas calculado es suficiente, aunque no repetiremos aquí esta operación, bastando sólo indicarlo.

e) *Dibujo de las paletas.* — Se toman las medidas ya calculadas en *d*) y se escoge un ángulo de salida que podemos adoptar $\beta_2 = 5^o$, dibujando la forma de la paleta de manera que se obtengán superficies de una curvatura uni-

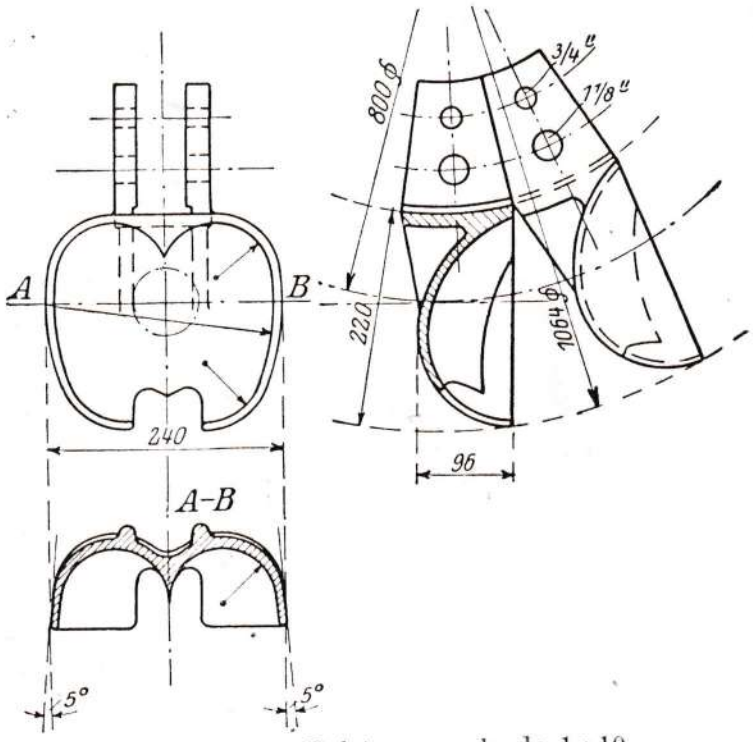


Fig. 217. — Paleta a escala de 1 : 10

forme en lo posible, como se desprende de la figura 217. Los tornillos de fijación deben ser, por los motivos ya indicados, muy reforzados. Si suponemos que el rodete se para por un momento y que una paleta recibe todo el chorro en choque directo, tenemos, según las fórmulas deducidas (párrafo **9**, A) sobre la presión del chorro, que la fuerza periférica vale:

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (c_1 \cdot \cos 5^o - c_1 \cdot \cos 180^o) = \frac{1000 \cdot 0{,}15}{9{,}81} \cdot 47 \cdot (0{,}996 + 1),$$

o sea

$$\mathbf{X = 1435\ Kg.}$$

Esta fuerza es la que debe resistir cada paleta de un modo constante y hasta en forma de choques. Aun considerablemente mayor es la *fuerza radial centrífuga*, que alcanza el valor máximo cuando la turbina «se dispara», es decir cuando su número de revoluciones sube a 1,8 veces el de régimen. Si cada paleta pesa unos 15 Kg, la fuerza centrífuga a 900 revoluciones por minuto importa

$$C = 6800 \text{ Kg}$$

y ha de ser contrarrestada por la resistencia a la cortadura de un par de tornillos.

CAPÍTULO VI

Instalaciones hidráulicas de España

26. Datos referentes a algunas instalaciones españolas

Hasta aquí hemos seguido al autor; pero destinada esta obra al público español, estimamos un deber acompañar una nota de las instalaciones hidráulicas más importantes de España, la cual puede resultar de gran interés al que desee conocer, más en detalle, los diferentes modelos y tipos de construcción.

Si bien las casas constructoras de las turbinas son las mismas, tantas veces nombradas, y por lo tanto no encontramos novedades técnicas, en cambio la rápida electrificación que han experimentado extensas regiones de España en los últimos años, cuando ya la técnica se hallaba muy adelantada, nos ha proporcionado una serie de grandes instalaciones equipadas con máquinas muy modernas y concentradas de modo que su visita resulta fácil y provechosa.

En la región catalana existen en primer término las centrales hidroeléctricas de la «Energía Eléctrica de Cataluña» y las de «Riegos y Fuerza del Ebro», controladas hoy por el mismo grupo financiero y que constituyen la más importante riqueza hidroeléctrica del país. La «Energía Eléctrica» cuenta con una serie de embalses utilizando 25 lagos del Pirineo catalán para regularizar el caudal con una acumulación total que alcanza a 130 millones de KWH.

La central de Capdella aprovecha en primer término el agua de estos embalses con un salto útil de 810 m y doble tubería de 0,80 m. Hay cinco turbinas de 8000 caballos instaladas y espacio para otros tres grupos. Turbinas Pelton de eje horizontal.

A continuación es recogida el agua y utilizada de nuevo en un salto de 273 m (central de Molinos) con tres grupos de 6700 caballos.

La «Sociedad Productora de Fuerzas Motrices» recoge el agua del río Flamisell a su salida de la central de Molinos y utiliza un salto de 188 m con tres grupos instalados de 8000 caballos cada uno. Turbinas Francis de la casa Escher-Wyss con eje horizontal.

«Riegos y Fuerza del Ebro» utiliza el agua del Noguera-Pallaresa al juntarse con el Flamisell, pasada la instalación que acabamos de mencionar, y para regularizar el caudal construyó un embalse, verdadero lago artificial que puede contener 197 millones de metros cúbicos de agua utilizable. La presa era, cuando se construyó, la más alta de Europa (82 m). Tiene compuertas automáticas en el aliviadero.

Junto a esta presa, llamada de Talarn, existe la central de Tremp, que utiliza 74 m de desnivel, con ocho grupos de 6250 caballos de potencia unitaria; turbinas espiral de eje horizontal.

Siguiendo el cauce del mismo río, se halla la gran presa de Camarasa, de 92 m de altura, con un embalse de 157 millones de metros cúbicos y un salto de 83 m, del que se hallan instalados 66 000 caballos que pueden casi doblarse.

Una turbina de las instaladas en Camarasa, de eje vertical, 375 revoluciones y 22 000 caballos de potencia, puede verse en la figura 218 durante su construcción en los talleres de la casa Voith.

Más abajo se recoge el agua y se utiliza en el salto de San Lorenzo (17 m, 14 000 caballos) en una central que funciona automáticamente y sin personal de ninguna clase, siendo controlada desde Camarasa a 14 Km de distancia.

Finalmente el salto de Serós en el río Segre, después de

su confluencia con el Noguera-Pallaresa, utiliza 56 000 caballos con 49 m útiles, siendo las turbinas, como las de Camarasa, de eje vertical, pero de 14 000 caballos cada una.

La «Sociedad Hidroeléctrica Ibérica» con domicilio en Bilbao y la «Hidroeléctrica Española» residente en Madrid, se apoyan a su vez en el mismo grupo financiero, pero no tienen sus instalaciones como las anteriormente citadas,

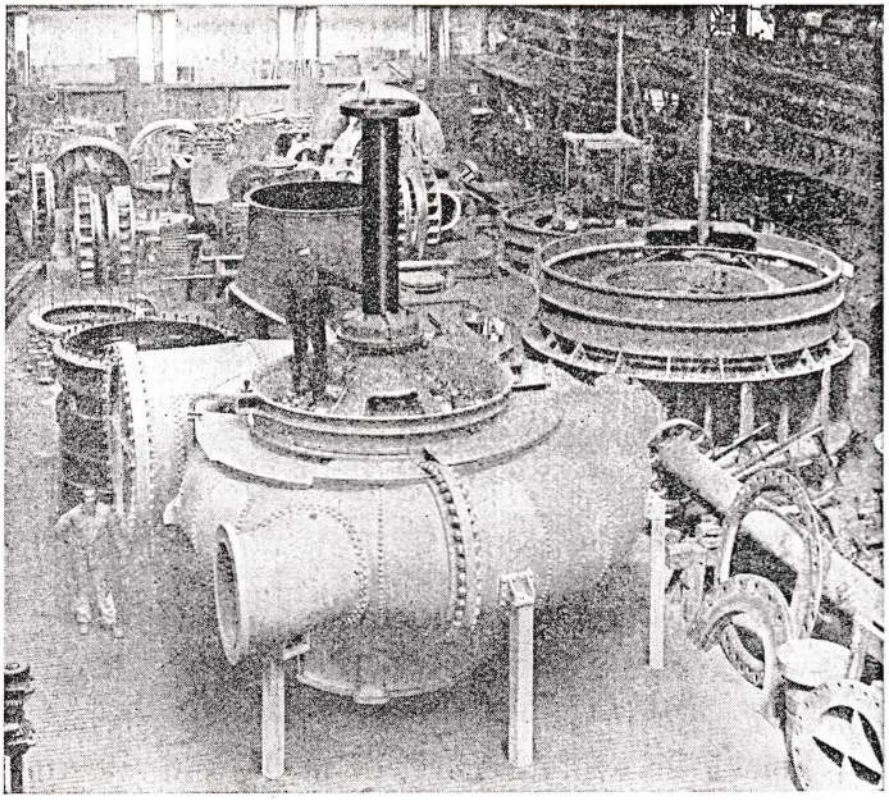


Fig. 218. — Turbina de 22 000 caballos instalada en el salto de Camarasa

o sea unidas por líneas de alta tensión pudiendo trabajar en paralelo. La primera utiliza saltos de agua en la región vascongada y en el Pirineo aragonés, y la segunda saltos del macizo central que separa Madrid de Valencia.

A continuación se indican las características más importantes de los saltos que explotan dichas sociedades.

Turbinas modernas instaladas en los saltos de la Hidroeléctrica Ibérica (Bilbao)

Salto de Leizarán. — Una turbina Pelton, de la casa Voith, de eje horizontal, de 2500 caballos de potencia.

Altura del salto 200 m, caudal 1100 litros por segundo. Revoluciones 600 por minuto.

Salto del Cinca. — Tres turbinas Pelton de eje vertical con tres inyectores, de la casa Verstadem y Kristineham, de potencia 20 000 caballos cada una. Altura del salto 453 m, caudal 4 m³ por segundo. Revoluciones 500 por minuto.

Salto del Cinqueta. — Dos turbinas Pelton de eje vertical con cuatro inyectores, de la casa Verstadem y Kristineham, de potencia 30 000 caballos cada una. Altura del salto 360 m, caudal 8 m³ por segundo. Revoluciones 450 por minuto.

Salto del Barroso. — Dos turbinas Francis de eje horizontal, de 5500 caballos. Altura del salto 200 m, caudal 2,5 m³ por segundo. Revoluciones 750 por minuto.

Salto de Urdiceto. — Dos turbinas Pelton de eje horizontal con dos inyectores, de la casa Voith, de 5500 caballos de potencia. Altura del salto 427 m, caudal un metro cúbico por segundo. Revoluciones 750 por minuto.

Salto de El Cortijo (sobre el Ebro). — Dos turbinas Francis de eje horizontal para 15 m de salto y 3000 caballos.

Salto de Puentelarrá (sobre el Ebro).

Salto de Quintana.

Sociedad Hidroeléctrica Española (Madrid)

CENTRAL	Número de turbinas	Disposición del eje	Revoluciones	Caballos de cada turbina	Salto útil en metros
Molinar	4	Horizontal	428	7200	65
Tranco del Lobo	2	»	300	1900	12
Villora	2	»	600	8000	114
»	1	Vertical	375	18600	111
Batanejo	1	»	600	2890	70
Cortes de Pallás	2	Horizontal	600	22000 (1)	86

(1) En dos turbinas gemelas con el generador en medio.

La «Canalización y Fuerza del Guadalquivir» en Alcalá del Río (Sevilla) aprovecha un salto de 8 m con turbinas Kaplan de aletas giratorias que desarrollan 4 700 caballos de potencia unitaria.

Existen otras muchas instalaciones importantes en España, como el salto de Bolarque (Guadalajara) con turbinas Briegleb, Hansen, del tipo de caldera, con una insta-

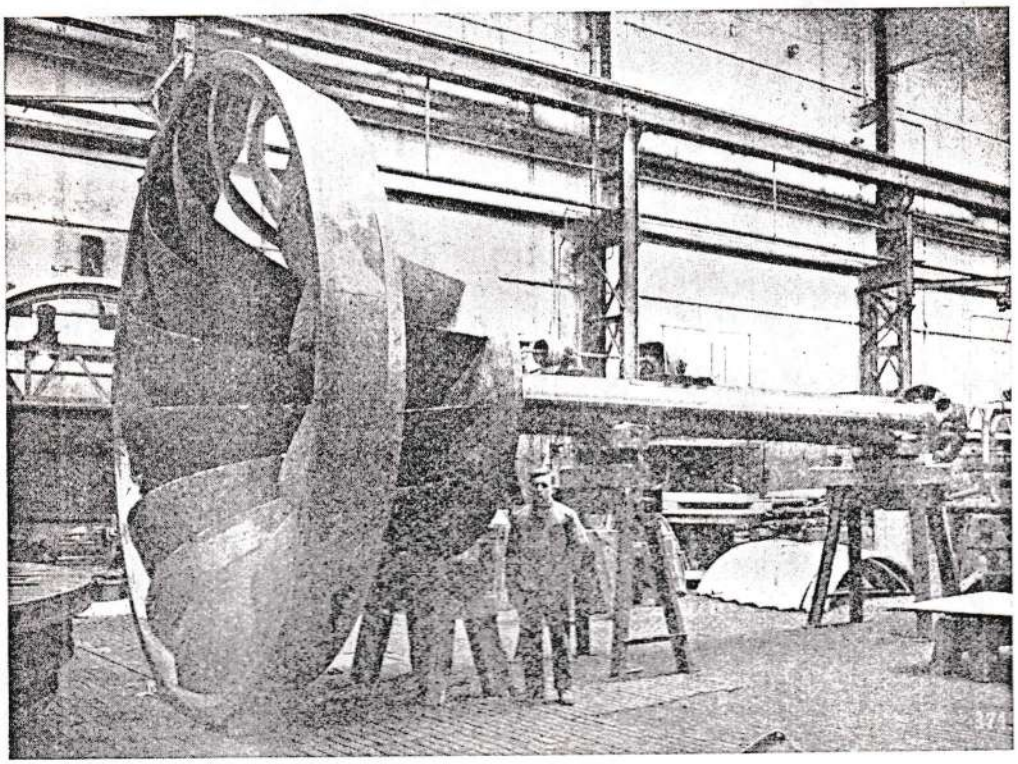


Fig. 219. — Rodete de una turbina Francis de la Electro Metalúrgica del Ebro (Sástago)

lación total de 21 000 caballos; el salto de Seira (Huesca), construído por la «Catalana de Gas y Electricidad» y cuya energía se transporta a Barcelona; las instalaciones de «La Electra de Viesgo» en Santander, con varias turbinas de 7240 caballos de potencia unitaria; los «Saltos de Somiedo» en Asturias; las centrales hidroeléctricas construídas por la S. A. Mengemor; las de la «Compañía Sevillana» y las de la «Valenciana de Electricidad» y una gran cantidad de instalaciones menores que pueden verse relacionadas en los catálogos de las casas constructoras.

La figura 219 representa el rodete de una turbina Fran-

cis, vertical, para 8200 caballos con 11 m de salto, de las que hay cuatro grupos instalados en la «Electro Metalúrgica del Ebro» en Sástago (Zaragoza) por la casa Voith.

En la figura 220 se puede ver una rueda Pelton de 3240 caballos con 144 m de salto, instalada en 1928 en el

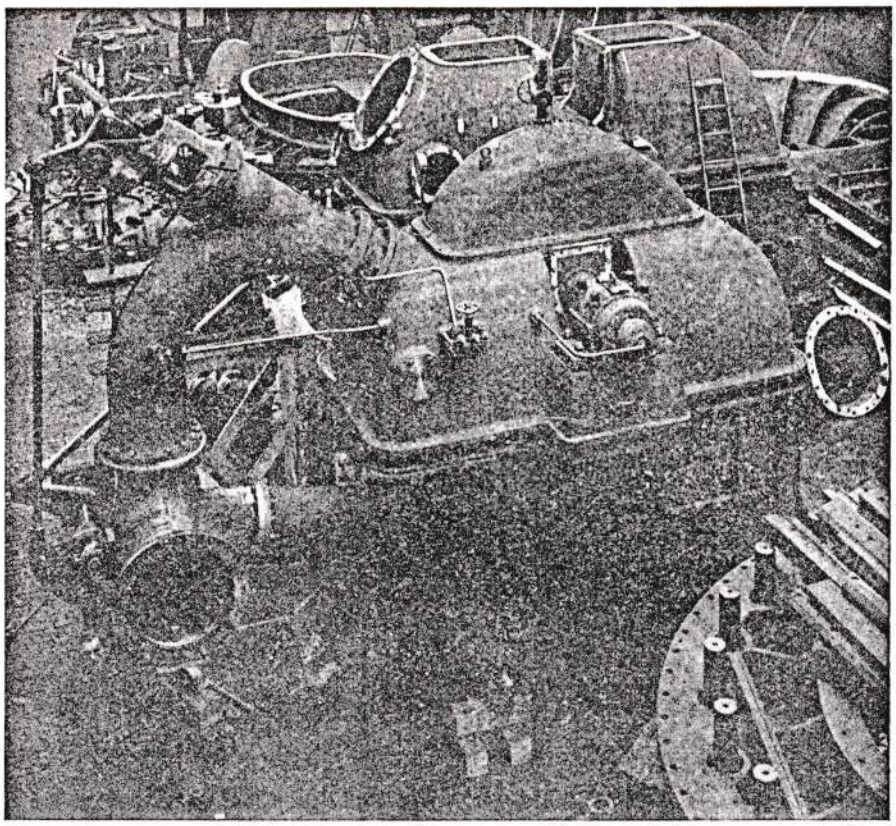


Fig. 220. — Rueda Pelton de 3240 caballos del canal de Isabel II (Torrelaguna)

canal de Isabel II en Torrelaguna (Madrid), siendo de un tipo análogo en su construcción a la que se montó en Fusenko (Japón) por la misma casa Voith, y que desarrolla 45 625 caballos con 665 m de salto.

CAPÍTULO VII

Ruedas hidráulicas

27. Descripción de los diferentes tipos

Por existir todavía en funciones, a pesar de su antigüedad, numerosas instalaciones de ruedas hidráulicas, daremos una breve descripción de las mismas.

Las ruedas hidráulicas se diferencian, esencialmente, de las turbinas por la distinta manera de obrar el agua en ellas, pues en general sólo trabaja en las ruedas por su peso, llenando unas cámaras o cajones, que al moverse hacia abajo ponen la rueda en movimiento. Otra diferencia puede señalarse en el hecho de que el agua abandona los canales de la rueda por el mismo sitio por donde entró, mientras que en las turbinas tiene lugar una circulación constante a través de los canales. Aparte de esto, existen también diferencias características en la forma constructiva, en el número de revoluciones, etc., como se irá indicando en el curso de este capítulo.

Por la forma en que se efectúa la admisión del agua en las ruedas se distinguen principalmente los tres tipos:

a) ruedas por encima o con entrada del agua por la parte superior,
b) ruedas de costado o con entrada del agua por su parte media,
c) ruedas por debajo o con entrada del agua por su parte inferior.

A) Ruedas hidráulicas con admisión por encima

Una rueda de este tipo se representa en la figura 221, siendo, por su construcción, aplicable a los saltos de $4 \div 10$ m de altura con caudales reducidos.

Como puede observarse, el agua entra en la rueda aproximadamente por su punto más alto, llenando parcialmente los cajones que forman los álabes y haciendo por su peso que la rueda se vaya moviendo lentamente. Se deberá procurar que el camino que recorre el agua dentro de la

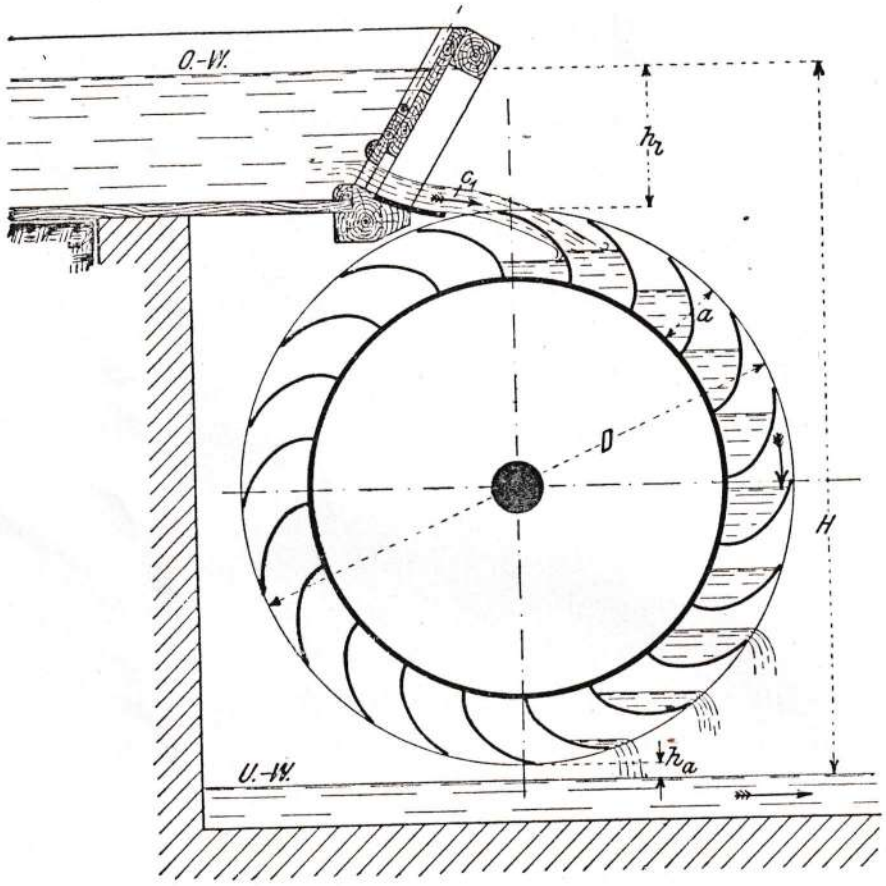


Fig 221. — Rueda hidráulica con entrada del agua por arriba: *O.-W.*, nivel de aguas arriba; *U.-W.*, nivel de aguas abajo; *H*, salto útil; h_l, altura perdida por remanso en la parte superior, h_a, altura perdida al salir de la rueda.

rueda sea en proyección vertical lo mayor posible para que resulte grande también el trabajo producido, y así se construirán las ruedas de manera que los cajones sean llenados lo más cerca que se pueda del nivel superior del agua y empiecen a verter su contenido casi junto al nivel inferior.

El diámetro de las *ruedas por encima* se determina, pues, como la figura indica, según la altura útil *H* del salto. En la parte superior hay que emplear cierta altura en conseguir un pequeño remanso para que el agua alcance la necesaria velocidad de salida c_1 y, por otro lado, hay que perder en la parte inferior algo del salto, para asegurar

que la rueda quede siempre fuera del cauce, dependiendo esta altura de la probabilidad de un reembalse en el cauce de desagüe. Con esto obtendremos el diámetro de la rueda, en función de estas alturas:

$$D = H - (h_l + h_a).$$

Los valores que tomaremos al proyectar una rueda de este tipo son en su mayoría datos prácticos o determinados por fórmulas empíricas.

Como velocidad tangencial se adopta en general:

$$u = 1{,}5 \div 2{,}5 \text{ m/seg}$$

y no mayor, para evitar que la fuerza centrífuga despida el agua de las paletas vertiéndola antes de tiempo Así se obtienen velocidades angulares sumamente reducidas, no pasando de $n = 4$ a 8 vueltas por minuto.

El ancho b de la rueda se calcula por el caudal Q. En cuanto a la profundidad radial a de las paletas, se toma por la fórmula práctica

$$a = \frac{1}{4}\sqrt[3]{H} \quad \text{a} \quad \frac{1}{6}\sqrt[3]{H.}$$

Suponiendo, ahora, que el agua ocupa en los cajones de un cuarto a una mitad del volumen de éstos, obtendríamos la siguiente igualdad:

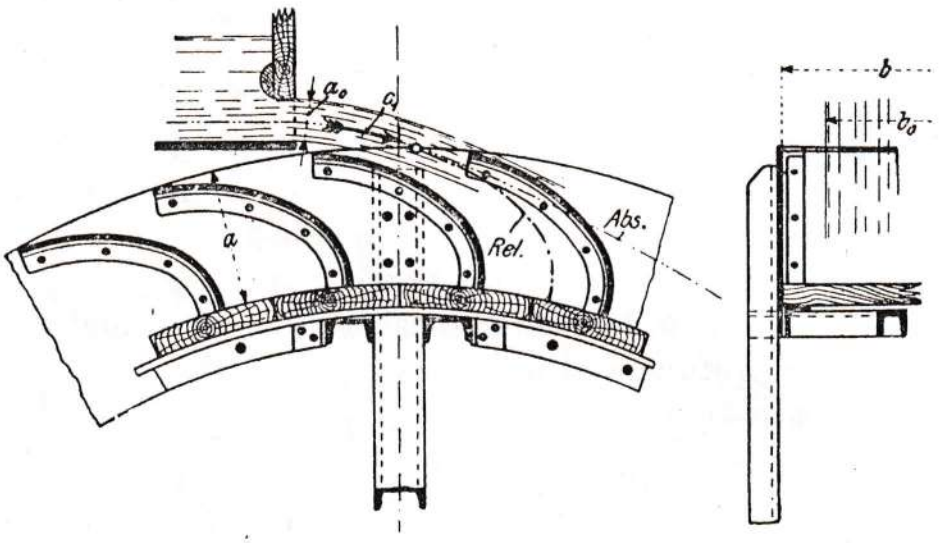
$$Q = \left(\frac{1}{4} \div \frac{1}{2}\right) \cdot a \cdot b \cdot u.$$

El ancho b_0 del chorro de agua (figs. 222 y 223) debe ser de 200 a 400 mm más estrecho que la anchura de la rueda para evitar salpicaduras o pérdidas de agua, y el espesor a_0 de la lámina de agua podríamos calcularlo fácilmente por la fórmula $Q = a_0 \cdot b_0 \cdot c_1$, en la que se considera en general que $c_1 = u + (0{,}5 \text{ a } 1 \text{ m})$. El nivel del agua en el canal de llegada debería, por consiguiente, determinarse de modo que se consiguiese este valor de c_1.

Lo más importante de las ruedas hidráulicas es precisamente también la *construcción de las paletas*, igual que en las turbinas. Las paletas deben en este caso recoger el

chorro de agua lo mejor posible y verter lo más tarde que se pueda, para lo cual se construyen una vez conocida la trayectoria relativa del líquido, dando a la curvatura de las paletas una forma en consonancia con ella, como se ha indicado en la figura 222. La trayectoria relativa del agua respecto a la rueda se obtiene componiendo la trayectoria absoluta del agua, que es una parábola, con el camino recorrido por la rueda en el mismo tiempo.

La disposición constructiva de las ruedas de admisión superior es bastante variada; muchas veces se construyen



Figs. 222 y 223. — Construcción de los cajones de una rueda hidráulica, con entrada del agua por arriba: *Rel.*, trayectoria relativa del agua; *Abs.*, trayectoria absoluta.

completamente de madera, con lo que resultan muy baratas pero de mal rendimiento, pues no se prestan a una disposición conveniente. Son preferibles las ruedas cuyas paletas se construyen con planchas de hierro, sujetándolas a la corona con perfiles también de hierro laminado, como muestra la figura 222; las coronas laterales son también de plancha, siendo el fondo de los cajones de madera para disminuir en lo posible el ruido, y finalmente los brazos que unen la corona al cubo de la rueda son casi siempre de hierro ⊏, atornillándose a los platos de hierro fundido unidos al cubo en la forma que indica más adelante la figura 228. Se toma casi siempre un juego completo de brazos o radios por cada metro y medio de ancho de rueda, a fin de dar a ésta apoyos intermedios.

En las buenas instalaciones, que suelen alcanzar elevado coste, se ha llegado a obtener hasta un rendimiento de 80 %, pero en general no excede éste de 70 % y muchas veces es menor.

B) Ruedas de costado o con admisión a la altura del eje

El agua en este tipo de ruedas, que se representa en la figura 224, suele entrar aproximadamente a la altura del

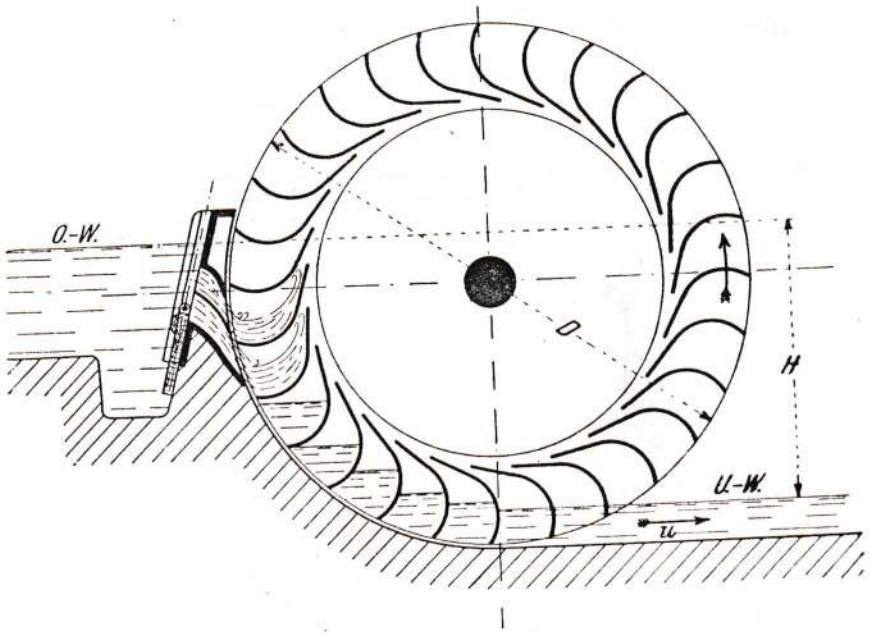


Fig. 224. — Rueda hidráulica «de costado»: *O.-W.*, nivel de aguas arriba; *U.-W.*, nivel de aguas abajo; *H*, salto útil

eje de la rueda, y su modo de obrar es muy parecido al de las que acabamos de describir, llenando el agua los cangilones y obrando principalmente por su peso.

La entrada del agua suele tener lugar a través de unos canales directores, con cuyo empleo, gracias a la mejor conducción del agua y al buen aprovechamiento de la energía cinética del chorro, se consigue un buen rendimiento.

La rueda se instala muy a menudo en forma que su borde quede rodeado en la parte que ocupa el agua por un zócalo de obra ceñido a ella, con lo que se puede retener el agua en los cangilones que quedan abiertos por todos lados.

Por su construcción especial podría emplearse este

tipo de rueda para aprovechamientos de saltos pequeños entre 1,5 y 5 m, pero desde luego con pequeños caudales. El diámetro de la rueda se deduce, como en las anteriores, del salto útil, y respecto al número de revoluciones, ancho de la rueda, etc., puede aplicarse lo dicho para las ruedas con admisión por encima, como se indica en el ejemplo numérico que se expone más adelante.

Para la construcción de las paletas, tanto las directoras como las de la rueda, hay que empezar por dibujar

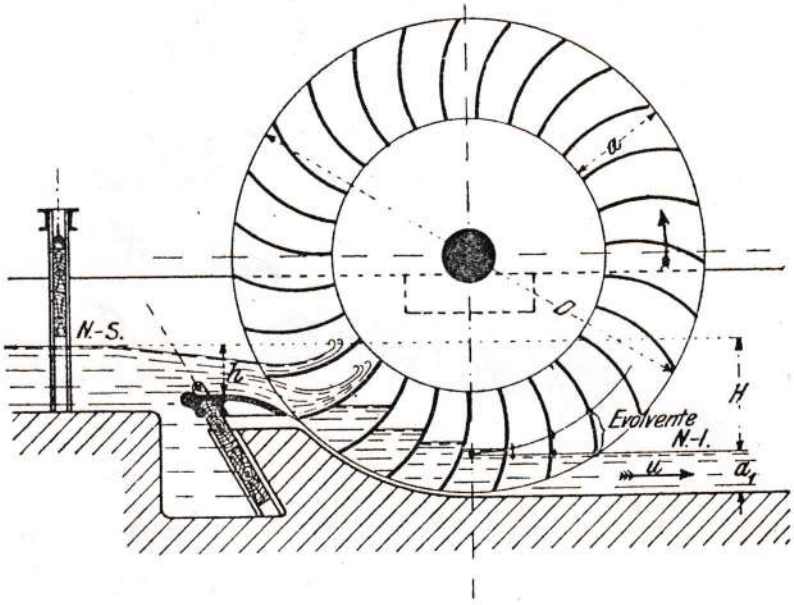


Fig. 225. — Rueda hidráulica «de vertedero»: *N.-S.*, nivel superior del agua; *N.-I.*, nivel inferior; *H*, salto útil

primeramente, lo mismo que en las turbinas, el paralelogramo de velocidades, del cual se obtienen las inclinaciones de las paletas. Los álabes de la rueda deben tomar una rápida y fuerte curvatura hacia arriba, como se ve en la figura, porque el agua, por su velocidad relativa, tiende a subir a la entrada.

Respecto a la construcción de la rueda, remitimos también al lector al apartado A y al ejemplo numérico del final. Una rueda de este tipo bien construída resulta muy cara, porque, aparte de la disposición de los álabes directores, es muy grande y pesada, sobre todo si se tiene en cuenta la pequeña potencia obtenida; por ello encuentra muy rara vez aplicación, siendo inútil entrar en más detalles sobre la misma.

El rendimiento puede subir con una buena instalación hasta 85 %.

A este tipo de ruedas pueden referirse las dos variedades siguientes: ruedas con admisión por encima del eje, tipo intermedio entre las ruedas por encima y las de costado, y ruedas de costado con admisión baja, que son un tipo de transición entre las de costado y las ruedas por debajo, denominándose casi siempre como ruedas «de vertedero» por su disposición más corriente, que señala la figura 225.

Como estas últimas ruedas «de vertedero» sirven bastante bien en circunstancias adecuadas para el aprovechamiento de saltos muy pequeños de 0,4 a 1,5 m, para los cuales las turbinas serían relativamente muy caras, diremos aún algo en pocas palabras sobre su construcción y cálculo, en el ejemplo numérico de la página 228.

C) Ruedas con admisión por debajo

En esta clase de ruedas el agua ya no obra en modo alguno por su peso, sino únicamente por el choque del

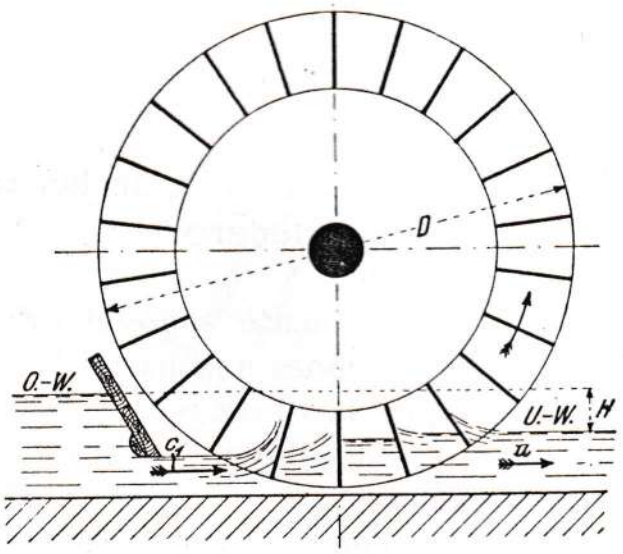


Fig. 226. — Rueda hidráulica con admisión por debajo: *O.-W.*, nivel de aguas arriba; *U.-W.*, nivel de aguas abajo; *H*, salto útil

chorro líquido contra las paletas, modo de obrar que se patentiza en el esquema de la figura 226, que es representativo de este tipo.

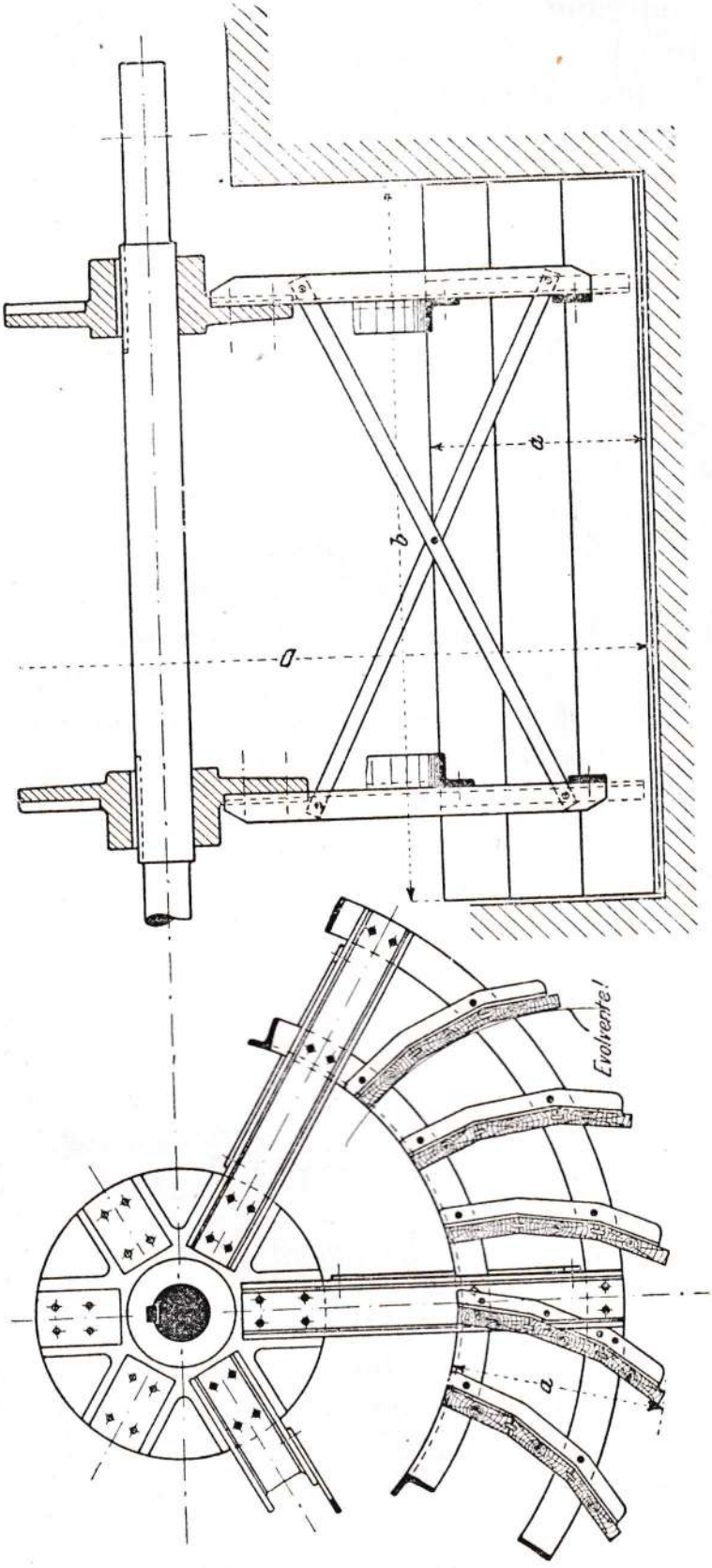
La rueda puede colocarse simplemente sumergida en un canal o cauce de agua corriente, o bien puede emplearse una pequeña compuerta para embalsar algo el agua en la forma que se representa en la figura. La determinación de dimensiones resulta, en este caso, bastante arbitraria, y por otra parte su empleo es reducidísimo, no siendo el rendimiento en el mejor de los casos superior al 30 ó 35 %.

El *campo de acción* a que se extienden las ruedas hidráulicas queda indicado en la tabla que sigue, en la que se han resumido además las principales características, como diámetro de las ruedas, número de revoluciones admisible y rendimiento normal, pudiendo deducirse en conclusión que la aplicación de las ruedas es en la actualidad reducidísima.

Designación o tipo de la rueda	H en m	Q m³/seg	n por minuto	D en m	η
Admisión por encima.	4,0÷10	hasta 1 m³	8÷4	3,5÷8,5	0,6÷0,75
Admisión sobre el eje	2,5÷6	» 1 m³	8÷4	4,5÷8,5	0,6÷0,75
Admisión a la altura del eje	1,5÷5	» 2 m³	7÷3	5,0÷8,5	0,6÷0,75
Admisión bajo el eje.	0,4÷1,5	» 3 m³	7÷3	2,0÷6	0,5÷0,65
Admisión por debajo.	0,1÷1	—	—	—	0,3÷0,35

28. Cálculo y construcción de las ruedas de vertedero

Este tipo, esquemáticamente representado en la figura 225, lleva en las fundaciones una parte de obra adosada y ceñida a la periferia de la rueda por el sitio que el agua recorre, terminando en una compuerta ajustable; la construcción se comienza por los cojinetes de la rueda, y montados que sean éstos se coloca una plantilla que puede girar alrededor del eje, la cual se emplea para calibrar la altura de muro en cada punto, dejando un hueco tanto por los lados como por la parte inferior entre muro y rueda, que no sea mayor de 5 a 10 mm. El rendimiento de estas ruedas ya hemos dicho que no es en general superior a 60 ÷ 65 %, pero como la disposición es bastante sencilla y, por tanto,



Figs. 227 y 228. — Detalles constructivos de una rueda hidráulica «de vertedero»

económica, su empleo puede resultar conveniente en ciertos y determinados casos. Vamos a aclarar todo lo que, respecto a las ruedas hidráulicas, llevamos indicado, con un ejemplo, precisamente de los que pueden presentarse y en los que resulta aceptable la instalación.

Ejemplo. — Un establecimiento industrial desea instalar en condiciones económicas una bomba para elevar el agua necesaria a sus operaciones, tomándola de un río próximo. Supongamos que el caudal aprovechable del riachuelo sea de **0,5 m³ por segundo** y que por un pequeño embalse y un corto canal, se puede conseguir un **salto de unos 0,75 m.**

Como la instalación de una turbina sería bastante cara, renunciamos desde luego a obtener un buen rendimiento y nos decidimos por proyectar, para accionar la bomba, una rueda de vertedero lo más sencilla posible.

Si calculamos con un rendimiento de 60 °/₀, que es el que correspondería a una construcción sencilla como la indicada en las figuras 227 y 228, la potencia efectiva de la rueda será:

$$\mathbf{N_e} = \frac{1\,000 \cdot Q \cdot H \cdot 0{,}6}{75} = \mathbf{3\ caballos.}$$

Las medidas de la rueda se obtienen como sigue. El diámetro se toma en general $D = (3 \text{ a } 4) \cdot H$, con lo que en el caso actual tendríamos:

$$\mathbf{D} = 4 \cdot 0{,}75 = \mathbf{3\ m.}$$

El ancho de la rueda podemos aceptar, algo arbitrariamente, que sea $\mathbf{b = 2\ m.}$

La velocidad tangencial se escoge en estas ruedas lo más reducida posible, ya que el agua al salir conserva esta misma velocidad y, como sabemos, se traducirá en energía perdida. Pongamos, pues, $u = 0{,}8$ m/seg, y la velocidad angular a que corresponde este valor será:

$$\mathbf{n} = \frac{0{,}8 \cdot 60}{3 \cdot \pi} \backsim \mathbf{5\ vueltas\ por\ minuto.}$$

Del caudal Q y de la velocidad u se obtiene ahora la altura a_1, que se sumerge la rueda en el canal de salida (figura 225). Como $Q = a_1 \cdot b \cdot u$, deduciremos:

$$a_1 = \frac{0{,}5}{2 \cdot 0{,}8} = 0{,}31 \text{ m},$$

pudiéndose tomar, como altura total de las paletas, aproximadamente: **a = 700 mm.**

Como último valor para ser determinado queda h, altura media del agua sobre la cresta del vertedero o borde de la compuerta. Siendo $Q = \mu \cdot b_0 \cdot h \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$, y tomando para el coeficiente de contracción $\mu \backsim 0{,}45$ y para anchura del chorro de agua $b_0 = 1{,}7$ m (en general, se tomará una magnitud igual al ancho b de la rueda, disminuído de 20 a 40 cm), sale finalmente:

$$h \cdot \sqrt{h} = \frac{0{,}5}{0{,}45 \cdot 1{,}7 \cdot \sqrt{2\,g}} = 0{,}15,$$

de donde resulta

h ⌢ 0,28 m.

La rueda se dispondrá en la forma detallada en la figura 227, donde también puede observarse la construcción de las paletas, compuestas de tres tableros de pino, que vienen a dibujar aproximadamente una *evolvente:* esta curva se adopta por la consideración de que las paletas deben salir del canal inferior normalmente, escogiendo para este objeto, como se deduce de la simple observación de la figura 225, una evolvente formada por una circunferencia primitiva tangente al nivel del agua en el desagüe.

Las paletas se sujetan con hierros de ángulo a la corona, y ésta, a su vez, se forma por otro hierro de ángulo y un fleje arrollados circularmente. Dos discos de hierro fundido constituyen el cubo de las ruedas, a los que se atornillan fuertemente los brazos de hierro laminado. Para arriostrar las coronas entre sí y dar al conjunto la necesaria rigidez, sirven las barras de hierro plano que se ven en la figura 228 en forma de aspa.

BIBLIOGRAFÍA

Instalaciones hidráulicas

Ludin, *Die Wasserkräfte, ihr Ausbau, etc.*, 1923.

Mattern, *Die Ausnutzung der Wasserkräfte*, 3.ª ed., 1921.

Schlotthauer, *Über Wasserkraftanlagen*, 1923.

Paccoret, *La technique de la houille blanche.*

Keyser, *Principes élémentaires de l'établissement des turbines hydrauliques.*

Taylor, *American Hidroelectric practice.*

Mead, *Water Power Engineering.*

Massoni, *L'énergie hydraulique et les récepteurs hydrauliques.*

Meissner, *Die Hydraulik und die hydraulischen Motoren.*

Sympher, *Die Wasserwirtschaft Deutschlands und ihre Aufgaben*, dos tomos, 1922.

Deutsche Wasserwirtschafts- und Wasserkraft-Verband, *Die Wasserkraft-Wirtschaft Deutschlands*, 1930.

Teoría de las turbinas

Bánki, *Energie-Umwandlungen in Flussigkeiten*, tomo I: *Einleitung in die Konstruktionslehre der Wasserkraftmaschinen, etc.*, 1921.

Brauer, *Turbinentheorie.*

Escher-Dubs, *Theorie der Wasserturbinen*, 1924.

Spannhake, *Kreiselräder als Pumpen und Turbinen*, 1931.

Construcción de turbinas en general

Camerer, *Berechnungen bei Francisturbinen*, fascículo núm. 139.

Camerer, *Vorlesungen über Wasserkraftmaschinen*, 1924.

Pfarr, *Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb*, 1911.

Gelpke, *Turbinen und Turbinenanlagen*, 1906.

Honold-Albrecht, *Francisturbinen*, 1910.

Belluzo, *Le turbine idrauliche.*

BUCHETTI, *Moteurs hydrauliques actuels.*
BOYEUX, *Turbines hydrauliques à réaction et à impulsion.*
WAGENBACH, *Neuere Turbinenanlagen*, 1905.
THOMANN, *Wasserturbinen*, 1924.
DAUGHERTY, *Hydraulic Turbines.*
MÜLLER, *Die Wasserräder*, 1930.
KAPLAN-LECHNER, *Turbinen-Schnelläufer*, 1931.
V D I, *Regeln für Abnahme-Versuche*, 1936.

REGULADORES DE TURBINAS

BUDAU, *Regulierung hydraulischer Motoren.*
BAUERSFELD, *Automatische Regulierung von Turbinen*, 1905.
Impresos de VOITH y ESCHER WYSS.

REVISTAS

Schweizerische Bauzeitung.
Wasserkraft und Wasserwirtschaft.
Z. d. Vereins deutscher Ingenieure (Z. VDI.)
Z. f. das gesamte Turbinenwesen.
La houille blanche.
Portefeuille des Machines.
Politécnico.
Le Génie Civil.

ÍNDICE

Págs.

CAPÍTULO PRIMERO. — **Instalaciones de fuerza hidráulica**

1. *Generalidades sobre centrales hidráulicas. — Trabajos preliminares.*
   - A. Fuerzas hidráulicas y su importancia 1
   - B. Aprovechamiento de las fuerzas hidráulicas 3
   - C. Trabajos preliminares 9
2. *Aforos.*
   - A. Generalidades 11
   - B. Aforo por vertedero en pared delgada 12
   - C. Molinete de Woltmann 14
   - D. Aforo por «pantalla» 17
3. *Presas, canales y tuberías.*
   - A. Presas 18
   - B. Canales de conducción abiertos. — Cálculo de la pendiente del canal 25
   - C. Tuberías 30
4. *Compuertas y rejillas.*
   - A. Compuertas 36
   - B. Rejillas 42

CAPÍTULO II. — **Generalidades sobre las turbinas**

5. *Condiciones que deben cumplir y clasificación de las turbinas* .. 46
6. *Tipos de turbinas.*
   - A. Turbinas de reacción 50
   - B. Turbinas de chorro 53
7. *Movimiento del agua en las turbinas* 56
8. *Consideraciones generales de Hidrodinámica* 59
9. *Potencia del agua en las turbinas.*
   - A. Presión por reacción de aceleramiento y presión del chorro 65
   - B. Ecuación fundamental de las turbinas 68

Págs.

10. Funcionamiento de las turbinas en saltos de características variables.
A. Variación del número de revoluciones n 72
B. Variación del caudal Q 73
C. Variación de la potencia N 73
11. Número específico de revoluciones n_s 75

CAPÍTULO III. — **Turbinas Francis**

12. Formas constructivas 80
13. Fundamentos generales para el cálculo de las turbinas Francis.
A. Rodete. Influencia del ángulo β_1 sobre la forma de los álabes y la velocidad 83
B. Tubo de aspiración. Cavitación 89
C. Regulación de las turbinas 94
14. Cálculo de una turbina Francis.
A. Rodete normal 97
B. Rodete rápido 102
15. Construcción de los álabes del rodete.
A. Secciones de los álabes 111
B. Representación en los planos y secciones radiales.... 113
C. Secciones para el modelo y moldes de paletas 114
16. Regulación de las turbinas Francis. — Paletas directrices. — Características.
A. Objeto de la regulación 117
B. Paletas directrices giratorias 119
C. El regulador 123
D. Características y curvas de rendimiento 128
17. Quicios.
A. Quicios anulares sencillos 132
B. Quicios con cojinetes de bolas 135
C. Cojinetes de presión sobre segmentos 136
D. Cálculo de los quicios 138
18. Modos de instalar las turbinas Francis.
A. Turbinas de eje vertical en cámara abierta 139
B. Turbinas de eje horizontal en cámara abierta 147
C. Tuberías de presión.—Turbinas con envoltura metálica. 151

CAPÍTULO IV. — **Turbinas de hélice y Kaplan**

19 Desarrollo, funcionamiento y construcción 162
20. Regulación de las turbinas de hélice y Kaplan.
A. Influencia sobre el movimiento del agua y el rendimiento 169
B. Mecanismo regulador en las turbinas Kaplan 173
21. Sistemas de montaje de las turbinas de hélice y Kaplan..... 175
22. Fundamentos del cálculo.
A. Generalidades 182
B. Cálculo de una turbina de hélice 185

Págs.

CAPÍTULO V. — **Turbinas de chorro libre**

23. Generalidades. — Construcción y regulación 193
24. Cálculos y datos prácticos de construcción 203
25. Ejemplo numérico 209

CAPÍTULO VI. — **Instalaciones hidráulicas de España**

26. Datos referentes a algunas instalaciones españolas 213
Turbinas modernas instaladas en los saltos de la Hidroeléctrica Ibérica (Bilbao) 215

CAPÍTULO VII. — **Ruedas hidráulicas**

27. Descripción de los diferentes tipos.
A. Ruedas hidráulicas con admisión por encima 219
B. Ruedas de costado o con admisión a la altura del eje.. 223
C. Ruedas con admisión por debajo 225
28. Cálculo y construcción de las ruedas de vertedero 226
BIBLIOGRAFÍA 231